ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Redakteur:

Dr. Th. Peters,

Direktor des Vereines.

Band 49

(Neunundvierzigster Jahrgang)

1905.

Erstes Halbjahr.

Mit 9 Tafeln, 6 Textblättern und rd. 2000 Figuren im Text.

Berlin.

Selbstverlag des Vereines.

Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer,

Berlin N., Monbijou-Platz 3.

Namenverzeichnis.

(* bedeutet Abbildung im Text.)

1) Mit Namen der Verfasser versehene Aufsätze, Vorträge u. dergl.

2) Literatur, besprochene Werke.

3) Zuschriften an die Redaktion.

Sachverzeichnis.

(* = Abbildung im Text; B = Besprechung von Büchern; Z = Zuschrift an die Redaktion; V. d. I. verweist auf den Anhang zum Sachverzeichnis.)

A.

B.

C.

D.

E.

N.

P.

R.

S.

Anhang.

Verein deutscher Ingenieure.

Patentverzeichnis.

Tafelverzeichnis.

Textblattverzeichnis.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 26. **Sonnabend, den 1. Juli 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

Von Dr.-Ing. **Otto Berner**, München.

Man ging ursprünglich nur zaghaft an die Verwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine heran. Man fürchtete sich vor den betriebstechnischen Schwierigkeiten, die unleugbar auch vorhanden waren, schon wegen des Mangels an Schmierstoffen für hohe Temperaturen. Aber auch dann, als diesem Mangel durch die Herstellung anorganischer Oele abgeholfen war, begnügte man sich noch sehr lange mit ganz mäßiger Ueberhitzung des Dampfes. Die Erkenntnis, daß die Kolbenmaschine an den mit dem überhitzten Dampf in Berührung kommenden Teilen wegen der hohen Temperaturen sehr sorgfältig und überlegt gebaut sein müsse, war natürlich nicht sofort vorhanden, und so waren die oft recht ungünstigen Erfahrungen, die man schon bei mäßigen Temperaturen an älteren Maschinen machte, nur geeignet, die Schwierigkeit oder gar Unmöglichkeit der Sache an sich zu erhärten. Erst als man die Sache sozusagen an der Wurzel angriff und die Maschine für ihren neuen Zweck unter Verwendung geeigneter Baustoffe von Grund aus neu herstellte, gelang es, zu beweisen, daß die Kolbenmaschine bei sachgemäßer Bauart mit sehr hohen Temperaturen (von mindestens 300° C) betrieben werden kann, ohne daß die Betriebsschwierigkeiten oder die Anforderungen an die Bedienungsmannschaft wesentlich größer werden. Daß man in dieser Beziehung ursprünglich zu weit ging, wenn man die Heißdampfmaschine einfachwirkend und ohne Stopfbüchsen baute, ist gegenüber dem gelieferten Beweise belanglos. Ein maßgebendes Urteil über den Unterschied in den Betriebsschwierigkeiten ist eben wegen des großen Einflusses der Bauart nicht leicht zu erlangen. Heute, wo die konstruktive Entwicklung in dieser besondern Richtung noch nicht ganz zur Ruhe gekommen und die Zahl der wirklich gut gebauten Maschinen für überhitzten Dampf gar nicht sehr groß ist, wäre es wohl verfrüht, abschließend zu urteilen.

Trotz der bemerkenswerten Fortschritte im Bau der Maschine, trotz der wertvollen Erfahrungen über Bau-, Abdichtungs- und Schmierstoffe ist aber die Anwendung der Dampfüberhitzung immer noch nicht ganz allgemein.

Man ist geneigt, anzunehmen, daß für die Lösung technischer Aufgaben der Gedanke an sich nicht viel, seine konstruktive Ausführung eigentlich alles bedeutet. Aber gerade das Beispiel der Dampfüberhitzung zeigt deutlich, daß auch die bauliche Lösung dort nicht ausreicht, wo der Zweck und Wert der ganzen Sache nicht von vornherein klar ist. Es genügt nicht, bloß zu beweisen, daß der Anwendung hoher Dampftemperaturen in der Maschine keine Schwierigkeiten entgegenstehen; es muß auch der Nutzen dieser Anwendung und ihre beste Art klargestellt werden. Die Kenntnisse in wissenschaftlich-wirtschaftlicher Richtung sind aber ungleich langsamer erworben worden als die Erfahrungen in praktisch-baulicher. Diese Erscheinung ist in der Natur der Sache wohl begründet. Auf theoretischem Wege mit den Gesetzen der Wärmelehre ist der gestellten Aufgabe so gut wie gar nicht beizukommen. Das Verhalten der wirklichen Maschine ist ganz anders und nur durch den unmittelbaren Versuch zu erkennen. Mit der Temperatur ändert sich der Wärmewert des zugeführten Dampfes; aus dem Unterschied im Dampfverbrauch ist also der erzielte Nutzen nicht unmittelbar zu erkennen. Es lag deshalb sehr nahe, auf den Kohlenverbrauch zurückzugreifen. Es hat sich aber gezeigt, daß dieser Weg ganz verkehrt ist, weil die Kohlenersparnis die gesamte Wirkung der Dampfüberhitzung auf Kessel, Maschine und Rohrleitung darstellt, die mit derjenigen auf die Maschine allein nur in den seltensten Fällen übereinstimmt. Bei Versuchen an der gleichen Anlage ist zudem der Einfluß der ungleichen Belastung oder Beanspruchung, der namentlich beim Kessel recht erheblich sein kann, nie ganz zu vermeiden. Man ist deshalb gerade bei der Kohlenersparnis am wenigsten darüber sicher, ob der gefundene Wert von der Dampfüberhitzung allein herrührt. Es bleibt somit nichts andres übrig, als auf Grund des Wärmeverbrauchs die Maschine für sich allein zu beurteilen. Leider ist auch der Versuch an der gleichen Maschine nicht ganz einwandfrei, schon deshalb, weil man nicht in der Lage ist, die Maschine für beide Dampfarten ganz gleichwertig zu bauen. Die maßgebende Vergleichsgröße, der Wärmeverbrauch, konnte bis vor kurzem nicht zuverlässig berechnet werden. Man sieht, die Schwierigkeiten, die der Lösung der gestellten Aufgabe begegnen, sind nicht gering. Neben der an sich verwickelten Wirkungsweise des überhitzten Dampfes sind sie mit der Grund für die verhältnismäßig langsame Entwicklung gewesen, die die Klarstellung der Dampfüberhitzungsfrage genommen hat, ganz abgesehen noch davon, daß durch den unmittelbaren Versuch von kürzerer Dauer nur Zahlenwerte erlangt werden können, die auf etwaige Unterschiede, wie sie die veränderte Betriebsweise hinsichtlich der Schmieröl- und Abnutzungskosten bedingt, keine Rücksicht nehmen.

Für zuverlässige Ergebnisse in dieser Beziehung sind an sich schon jahrelange Betriebserfahrungen nötig. Auch dürfen nur Ergebnisse an gut gebauten Maschinen Verwendung finden, wie sie natürlich zu Beginn einer neuen Entwicklung auch nicht vorhanden sind.

I. Wirkung des überhitzten Dampfes auf die Maschine.

Im Gegensatz zu den Wirkungen des überhitzten Dampfes auf den Kessel und die Rohrleitung muß hier zunächst die Wirkung auf die Maschine als der beabsichtigte Hauptzweck bezeichnet werden. Es ist zwar unter bestimmten Verhältnissen möglich und wiederholt auch schon vorgekommen, daß die Ersparnis durch die bessere Wärmeausnutzung des Kessels die gleichzeitige Wärmeersparnis der Maschine um ein Vielfaches übertroffen hat. Ich verweise in dieser Beziehung auf die bekannten Versuche des Elsässischen Vereines von Dampfkesselbesitzern, von denen einige in Zahlentafel 1 wiedergegeben sind. Bei der großen Mehrzahl dieser Versuche ist ein ganz erheblicher Teil der Kohlenersparnis der besseren Wärmeausnutzung des Kessels zuzuschreiben. Diese Ersparnis am Kessel ist aber nicht unter allen Umständen vorhanden. Sie ist in hohem Maße von der Beanspruchung abhängig und bei mäßig beanspruchten Kesseln mit an sich guter Wärmeausnutzung so gering, daß sich ihretwegen die Anwendung der Dampfüberhitzung niemals verlohnen würde. Auch von der Fortleitung des überhitzten Dampfes ist, selbst wenn sich für gleichen Spannungsabfall eine wesentliche Geschwindigkeitssteigerung herausstellen sollte, kein nennenswerter Vorteil für die Wärmeausnutzung zu erwarten[1]). Ein wirklicher absoluter Vorteil ist bei diesen beiden Teilen der Dampfanlage nur in der Verringerung der Anlagekosten zu erblicken, indem beim Kessel bei richtiger Ueberhitzeranordnung für gleichen Wirkungsgrad höhere Beanspruchungen, bei der Rohrleitung wegen der größeren Dampfgeschwindigkeit kleinere Durchmesser Verwendung finden können. Beim ersteren wird für gewöhnlich der Vorteil durch den neu hinzukommenden Ueberhitzer beinahe ganz aufgewogen; immerhin kann es Fälle geben, wo selbst einschließlich des Ueberhitzers die Dampferzeugungsanlage wesentlich billiger ausfällt[2]).

Eine bemerkenswerte Erhöhung der Wärmeausnutzung über das bei gesättigtem Dampf Erreichbare ist dagegen nur von der Maschine zu erwarten. Dieser Vorteil ist, sofern der Dampf an der Maschine noch mit Ueberhitzungswärme ankommt, unter allen Umständen vorhanden, während am Kessel bei fehlerhafter Anordnung des Ueberhitzers auch schlechtere Wirkungsgrade erzielt werden können, so daß von der Wärmeersparnis der Maschine für den Mehrverbrauch an Kohle bei der Erzeugung des Dampfes wieder ein Teil in Wegfall kommt. Dieser Abzug kann unter Umständen so groß werden, daß er nicht bloß die Wärmeersparnis der Maschine aufhebt, sondern sie sogar übertrifft, so daß also mit Ueberhitzung mehr Kohle nötig wird als ohne sie. Man hatte diesen Zusammenhang ursprünglich nicht immer erfaßt, was natürlich zu großen Mißverständnissen hinsichtlich der Wirkung der Dampfüberhitzung und ihres tatsächlichen Wertes Anlaß bot.

Die durchschnittliche Temperatur, mit der man heute die Kolbenmaschine arbeiten läßt, liegt noch nicht viel über 250° C. Der Grund, warum man nicht höher geht, liegt einesteils, wie schon erwähnt, an der Furcht vor Betriebsschwierigkeiten, anderseits vielfach auch an dem Glauben, daß mit dieser Temperatur der aus der Verkleinerung der Eintrittsverluste zu erwartende Nutzen im wesentlichen erschöpft sei. Man hatte wohl ursprünglich bei der Dampfüberhitzung nur den Zweck verfolgt, die bei gesättigtem Dampf unvermeidlichen Eintrittsverluste in vollkommenerem Maße zu beschränken, als es bislang durch die mehrfache Expansion und den Dampfmantel gelungen war. Daraus, daß bei überhitztem Dampf ein Teil der verwendeten Wärme (die Ueberhitzungswärme) bei höheren Temperaturen zugeführt wird, wußte man allerdings, daß der Kreisprozeß rein theoretisch etwas günstiger war. Ob man aber seine Erwartungen so hoch spannen durfte, auch von dieser Seite noch einen greifbaren Nutzen zu haben, das mußte erst der Versuch lehren. Die Bestimmung des Unterschiedes der Eintrittsverluste läßt sich graphisch mit Hülfe des Wärmediagrammes zwar durchführen; in der Regel berechnet man aber den Unterschied in den gesamten Arbeitsverlusten, weil dieser von dem ersteren nicht viel verschieden ist. Man legt der Beurteilung bei uns in Deutschland seltener den Clausius-Rankineschen Kreisprozeß mit vollkommener Expansion, sondern meist einen ähnlichen Prozeß unter Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses zugrunde. Da bei überhitztem Dampf für gleiche Leistungen größere Füllungen nötig werden, so liefern die beiden Beurteilungsverfahren verschiedene Werte für die Wärmeersparnis durch die Verkleinerung der Arbeitsverluste, oder wie man auch sagen kann, durch die Vergrößerung des indizierten Wirkungsgrades. In Zahlentafel 2 sind für zwei Versuchsreihen an zwei verschiedenen Maschinen, von denen die eine bei gleicher Leistung und steigender Temperatur, die andre bei gleicher Temperatur und zunehmender Leistung untersucht wurde, die indizierten Wirkungsgrade mit und ohne Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses berechnet worden. Ungefähr richtige Verhältniszahlen für die Veränderung der Eintrittsverluste liefern nur die Werte in Spalte 5. Es zeigt sich, wie zu erwarten, eine Zunahme des

[1]) Nach den Versuchen, die der Bayerische Revisions-Verein im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure über diesen Gegenstand durchgeführt hat, ist der Leitungswiderstand für gesättigten und überhitzten Dampf (natürlich unter Berücksichtigung der verschiedenen spezifischen Gewichte) gleich. Er ist nur wesentlich kleiner als man bisher glaubte. Der eingehende Bericht über diese Versuche ist in Kürze zu erwarten.

[2]) s. Z 1903 S. 1545.

Zahlentafel 1.

Kohlenersparnis des Kessels und Wärmeersparnis der Maschine allein.

Anlage Nr.		1		2		3		4	
Betriebsweise des Kessels		ohne Ueberhitzung	mit Ueberhitzung	ohne Ueberhitzung	mit Ueberhitzung	ohne Ueberhitzung	mit Ueberhitzung	ohne Ueberhitzung	mit Ueberhitzung
stündliches Dampfgewicht auf 1 qm Kesselheizfläche	kg	17,90	20,71	15,63	14,03	18,03	23,50	22,88	20,88
stündliches Kohlengewicht auf 1 qm Rostfläche	»	56,56	62,60	66,62	53,21	60,95	68,25	63,5	49 93
Kesselspannung abs.	kg/qcm	5,77	5,56	5,90	5,83	5,60	5,80	5,77	5,77
Dampftemperatur am Ueberhitzer	°C	—	251,5	—	239,1	—	254,1	—	274
Verdampfungsziffer (bezogen auf Dampf von 637 WE)		6,54	7,23	4,99	5,96	6,15	7,64	6,14	7,78
Kohlenersparnis durch Erhöhung der Wärmeausnutzung des Kessels allein	vH	—	**9,57**	—	**16,24**	—	**19,41**	—	**21,07**
Wärmeersparnis der Maschine allein	»	—	**13,56**	—	**6,13**	—	**7,89**	—	**4,93**
Beanspruchung der Rostfläche beim Betriebe mit Ueberhitzung größer um	»	—	+ 10,6	—	− 20,2	—	+ 12,0	—	− 21,3
Beanspruchung der Heizfläche beim Betriebe mit Ueberhitzung größer um	»	—	+ 15,6	—	− 10,6	—	+ 30,4	—	− 8,7
tatsächliche Kohlenersparnis im ganzen	»	—	20,17	—	19,76	—	24,91	—	23,51
Quelle: Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse		1893 S. 116		1893 S 152		1892 S. 212		1892 S. 212	

Zahlentafel 2.
Wärmeersparnis durch die Vergrößerung des indizierten Wirkungsgrades mit und ohne Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses.

1	2	3	4	5	6	7
Art der Maschine	indizierte Leistung PSi	Dampftemperatur °C	indizierter Wirkungsgrad: bei vollständiger Expansion (Clausius-Rankinescher Prozeß)	indizierter Wirkungsgrad: unter Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses	Wärmeersparnis durch die Vergrößerung des indizierten Wirkungsgrades: nach 4 vH	Wärmeersparnis durch die Vergrößerung des indizierten Wirkungsgrades: nach 5 vH
einfachwirkende Zwillingsmaschine mit Auspuff von W. Schmidt	16,8	gesättigt	0,461	0,538	—	—
	16,53	211	0,516	0,630	10,6	**14,6**
	16,65	310	0,688	0,785	33,0	**31,5**
	16,82	353	0,705	0,821	34.7	**34,5**
Tandem-Ventilmaschine mit Kondensation von Gebr. Sulzer in Winterthur	481,57	gesättigt	0,590	0,676	—	—
	515,07	286,5	0,600	0,703	1,7	**3,8**
	750,23	gesättigt	0,591	0,741	—	—
	807,45	278,2	0,612	0,773	3,4	**4,1**
	1077,66	gesättigt	0,552	0,763	—	—
	1099,56	285,0	0,593	0,807	6,9	**5,5**

Fig. 1.

Wärmeersparnis durch die Verkleinerung der Eintrittsverluste und die Verbesserung des theoretischen Kreisprozesses (nach Versuchen von Ripper an einem 18 pferdigen Schmidt-Motor).

Wirkungsgrades mit der Temperatur und mit der Füllung. Die durch die Dampfüberhitzung bewirkte Wärmeersparnis, soweit sie von der Verminderung der Arbeitsverluste herrührt, geben Spalte 6 und 7. Auch hier dürften die Werte in Spalte 7 den durch die Beschränkung der Eintrittsverluste verursachten Ersparnissen näher kommen. Daß die Ersparnis mit steigender Temperatur zunimmt, ist verständlich, auffallend aber ist die Zunahme mit der Füllung. Das hängt wahrscheinlich damit zusammen, daß bei der Zweizylindermaschine mit der Füllung auch die Verteilung der Ueberhitzungswärme auf Hoch- und Niederdruckzylinder anders wird. In Fig. 1 ist noch die Abhängigkeit der Wärmeersparnis von der Temperatur für die Zwillingsmaschine von Schmidt graphisch wiedergegeben. Die einfach schraffierte Fläche in der oberen Figur stellt die ganze Ersparnis, die doppelt schraffierte den Anteil der verkleinerten Eintrittsverluste dar.

Während für die Bestimmung der Wärmeersparnis durch die Verkleinerung der Eintrittsverluste das Expansionsverhältnis notwendigerweise berücksichtigt werden muß, läßt sich der Nutzen durch den theoretisch günstigeren Arbeitsprozeß aus der Gesamtersparnis nur mit Hülfe des Prozesses von Clausius-Rankine ermitteln, da die Gesamtersparnis bei Versuchen mit gleicher Leistung auch den Unterschied im Expansionsverhältnis zum Ausdruck bringt.

Im unteren Teil der Figur 1 ist zum Vergleich auch das zweite Beurteilungsverfahren wiedergegeben. Die doppelt schraffierte Fläche ergibt von der ganzen Ersparnis den Anteil des günstigeren Arbeitsprozesses. Der Unterschied ist in dem angeführten Beispiel allerdings nicht groß, was aber nach Zahlentafel 2 nicht immer zuzutreffen scheint.

In Zahlentafel 3 ist noch für eine Anzahl Maschinen von verschiedener Bauart und Größe der theoretische Nutzen als Unterschied der Gesamtersparnis und derjenigen durch die Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades in Spalte 9 und 10 angegeben. Die Zusammenstellung läßt unter *a* den Einfluß der Leistung bei gleicher Temperatur, unter *b* den Einfluß der Temperatur bei gleicher Leistung erkennen. Die Verbesserung des Arbeitsprozesses ist in eigentümlicher Weise bei allen Versuchen für kleine Leistungen am größten und kann hierbei schon für niedrige Temperaturen über 50 vH der Gesamtersparnis ausmachen. Auch für gleiche Leistung zeigt sich nach den Versuchen an der Tandemmaschine mit Kolbenschieber der Anteil des theoretischen Nutzens an der Gesamtersparnis schon für niedrige Temperaturen recht beträchtlich, wenn schon die genaue Abhängigkeit von der Temperatur nicht deutlich zu erkennen ist. Nach den angeführten Ergebnissen wäre also die herrschende Ansicht nicht aufrecht zu erhalten, daß nämlich bei mäßiger Ueberhitzung und kleinen Füllungsgraden in der Wärmeersparnis im wesentlichen nur die Wirkung der verringerten Eintrittsverluste zu erblicken ist.

Strahl hat in Z. 1904 S. 20 u. f. versucht, den Anteil der geringeren Eintrittsverluste an der Gesamtersparnis theoretisch zu bestimmen. Die Formel (3), zu der er hierbei gelangt, beruht aber auf einem Trugschluß, indem bei der Bestimmung des indizierten Wirkungsgrades der mittlere Dampfdruck p_i der wirklichen Maschine für gesättigten und

Zahlentafel 3.
Wärmeersparnis durch die Veränderung des indizierten Wirkungsgrades und die Verbesserung des Kreisprozesses.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Art der Maschine	Leistung	Dampfspannung vor der Maschine (am Kessel)	Dampftemperatur	indizierter Wirkungsgrad, bezogen auf den Clausius-Rankineschen Kreisprozeß	gesamte Wärmeersparnis	Wärmeersparnis durch die Veränderung des indizierten Wirkungsgrades		Wärmeersparnis durch die Veränderung des Kreisprozesses	
						im ganzen	vH der ganzen Ersparnis	im ganzen	vH der ganzen Ersparnis
	PSi	kg/qcm abs.	°C		vH	vH		vH	
a) bei verschiedener Leistung.									
Verbund-Ventilmaschine der Maschinenfabrik Augsburg	246	7,35	gesättigt	0,548	—	—	—	—	—
	245	7,39	169,5	0,570	3,9	3,9	100	—	—
Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove in Gent	116,77	10,00	gesättigt	0,653	—	—	—	—	—
	119,36	10,30	304,6	0,717	13,3	8,9	67	4,4	33
	167,65	9,96	gesättigt	0,664	—	—	—	—	—
	167,65	10,24	304,3	0,712	11,3	6,7	59	4,6	41
	219,03	10,33	gesättigt	0,637	—	—	—	—	—
	220,24	10,47	306,4	0,695	11,0	8,3	75	2,8	25
	273,02	10,28	gesättigt	0,609	—	—	—	—	—
	268,84	10,44	305,8	0,652	10,3	6,6	64	3,7	35
	312,17	10,44	gesättigt	0,581	—	—	—	—	—
	314,22	10,38	299,6	0,648	12,5	10,3	82	2,1	18
Tandem-Ventilmaschine von Gebr. Sulzer in Winterthur	481,57	10,35	gesättigt	0,590	—	—	—	—	—
	515,07	10,41	286,5	0,600	6,2	1,7	27	4,5	73
	750,23	10,28	gesättigt	0,591	—	—	—	—	—
	807,45	10,19	278,2	0,612	5,8	3,4	59	2,4	41
	1077,66	10,82	gesättigt	0,552	—	—	—	—	—
	1099,56	10,62	285,0	0,593	9,8	6,9	70	2,9	30
Dreizylinder-Ventilmaschine der Maschinenfabrik Augsburg	1007	6,88	gesättigt	0,654	—	—	—	—	—
	1042	6,90	215,6	0,684	5,3	4,4	83	0,9	17
	1218	6,91	gesättigt	0,604	—	—	—	—	—
	1184	6,85	214	0,650	8,1	7,1	88	1,0	12
b) bei verschiedener Dampftemperatur.									
Einzylinder-Zwillingsmaschine (Auspuff) von W. Schmidt	16,8	7,20	gesättigt	0,461	—	—	—	—	—
	16,53	6,66	211	0,516	9,6	10,6	100	− 1,0	0
	16,65	7,10	310	0,688	39,6	33,0	83	+ 6,6	17
	16,82	7,20	353	0,705	44,7	34,7	78	+ 10,0	22
stehende Tandemmaschine, Bauart Schmidt	72,4	12,00	318	0,672	—	—	—	—	—
	76,4	12,20	344	0,697	4,9	3,6	71	1,3	29
Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove in Gent	219,03	10,33	gesättigt	0,637	—	—	—	—	—
	222,87	10,24	204,3	0,643	2,3	0,9	39	1,7	61
	223,90	10,09	233,6	0,658	5,2	3,2	61	2,0	39
	220,29	10,16	263,9	0,658	6,1	3,2	52	3,1	47
	219,75	10,31	303,1	0,685	11,4	7,0	61	4,4	39
	214,66	10,28	352,8	0,716	17,5	11,0	63	6,5	37
Dreizylinder-Corliss-Maschine	819	(12,40)	gesättigt	0,646	—	—	—	—	—
	816	(12,40)	274	0,730	13,6	11,5	84	2,1	16

überhitzten Dampf gleich gesetzt wird, was nicht der Fall ist, da sich die mittleren Dampfdrücke hierbei nicht auf gleiche Leistung, sondern auf gleiche Dampfgewichte beziehen. Der Verfasser kommt dadurch zu dem natürlich nicht allgemein gültigen Schlusse, daß das Verhältnis der indizierten Wirkungsgrade gleich dem umgekehrten Verhältnis der mittleren Drücke der verlustlosen Maschine ist. Es ist gar keine Aussicht vorhanden, hier auf theoretischem Wege zum Ziele zu gelangen, weil sich der indizierte Wirkungsgrad eben nur durch den Versuch bestimmen läßt. Auch das Hauptergebnis, das der Verfasser dahin ausspricht, daß bei mäßiger Ueberhitzung der Hauptanteil der Ersparnis den verminderten Wandungsverlusten zukommt, ist nach den obigen Ausführungen nicht ganz sicher.

Nach diesen Feststellungen wäre es also auch nicht richtig, bei der Wahl der Dampftemperatur von der Wirkung des überhitzten Dampfes auszugehen und dabei nur so hohe Ueberhitzung zu verlangen, daß die Eintrittsverluste auf das erreichbare Mindestmaß beschränkt werden. Praktisch ist es überhaupt ganz gleichgültig, wie sich die Wärmeersparnis auf die Einzelwirkungen verteilt; hier ist nur ihre absolute Größe im Zusammenhang mit der Dampftemperatur maßgebend. Solange also Betriebsschwierigkeiten nicht mitsprechen, kann die Wahl der Temperatur nur von der tatsächlichen Gesamtersparnis abhängig gemacht werden. Der scharfe Wettbewerb nötigt heute, aus jeder Art von Wärmekraftmaschinen herauszuholen, was nur irgend möglich ist, und so werden sich auch die Dampfmaschinenbauer immer mehr dazu verstehen müssen, selbst die schon erreichte Grenze der mäßigen Ueberhitzung noch zu überschreiten und wo irgend möglich starke Ueberhitzung anzuwenden.

Von den gesamten Verlusten im Zylinder der Maschine sind bis jetzt nur die Eintrittsverluste als wesentlich verändert bezeichnet worden; wenn neben dieser Hauptwirkung noch andre tatsächlich in Betracht kommen sollten, so sind das höchstens noch Veränderungen der Undichtheits- und Austrittsverluste. Hinsichtlich der ersteren handelt es sich hier nicht um diejenigen Veränderungen, die beispielsweise an der gleichen Maschine durch die mit der Temperatur sich ändernden Spaltweiten an den Dichtungsstellen entstehen können. Diese können sich im positiven oder negativen Sinn äußern. Es handelt sich vielmehr um die Frage, ob der Verlust an Dichtungsspalten von bestimmter Größe von der Dampfbeschaffenheit abhängt. Die bekannten Versuche von Callendar und Nicholson haben diese Frage bejaht, und zwar

ergab sich der Undichtheitsverlust um so größer, je nasser der Dampf war. Die Verluste an den Kolben, Stopfbüchsen und Steuerungsteilen der Heißdampfmaschinen müßten hiernach kleiner sein, wenn man mit den gleichen Spaltweiten auskommen kann, wie bei Naßdampfmaschinen. Das Hineingreifen baulicher und betriebstechnischer Rücksichten in diese Frage erschwert, wie ersichtlich, ihre Klarstellung wesentlich.

Die Frage nach der Veränderung der Austrittsverluste führt auf eine weitere vielfach vertretene Ansicht, nämlich die, daß die günstigste Wärmeausnutzung der Maschine dann zu erwarten sei, wenn der Austrittdampf die Maschine gerade in vollkommen trockenem Zustande verläßt. Es ist mit Leichtigkeit nachzuweisen, daß auch diese Anschauung irrig ist. Bei Auspuffmaschinen pflegt der Austrittdampf schon bei mäßiger Ueberhitzung (für mittlere Füllungsgrade bei etwa 40° C Ueberhitzung) vollkommen trocken oder sogar leicht überhitzt zu sein, ohne daß gleichzeitig der Wärmeverbrauch der Maschine einen Kleinstwert erreicht. Die Versuche von Seemann[1]) in Zahlentafel 4 lassen das deutlich erkennen. Allerdings ist aus ihnen gleichzeitig ersichtlich, daß mit der Eintrittstemperatur auch die Temperatur des Auspuffdampfes zunimmt, und zwar nach Fig. 2, in der die

Zahlentafel 4.
Dampf- und Wärmeverbrauch einer Auspuffmaschine der Maschinenfabrik Aschersleben.
(nach Versuchen von Seemann)

Uml./min	Füllungsgrad vH	Indizierte Leistung PSi	Eintrittsspannung absolut kg/qcm	Eintrittstemperatur °C	Dampfverbrauch für 1 PSi-st kg	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Temperatur des Auspuffdampfes °C
153,4	24,3	41,26	8,0	209	12,0	**8126,4**	**103**
152,6	26,1	37,48	7,4	255	10,48	**7305.6**	**109**
149,9	23,4	44,74	9,2	309	8,27	**5989,1**	**128**
152,6	22,9	43,64	9,15	355	7,85	**5858,4**	**156**

Fig. 2.
Wärmeersparnis und Temperatur des Auspuffdampfes für die Versuche in Zahlentafel 4.

Versuchsergebnisse in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur aufgezeichnet sind, immer stärker mit wachsender Dampftemperatur. Diese Eigentümlichkeit der Auspuffmaschine ist auch durch Versuche von Kerr[2]) bestätigt worden. Fig. 3 gibt Auskunft über die Hauptergebnisse. Als Abszisse ist die Ueberhitzung des Dampfes über die Sättigungstemperatur gewählt. Der obere Linienzug bezieht sich auf eine Einzylinder-Auspuffmaschine. Er zeigt die Ueberhitzungswärme von 1 kg austretendem Dampf nach drei Versuchen bei rd. 8 kg/qcm absoluter Spannung. Auch hier nimmt der Wärmewert des Austrittdampfes stärker zu als die Eintrittstemperatur. Trockener Auspuffdampf war wie bei den Versuchen von Seemann schon bei etwa 40° C Ueberhitzung vorhanden. Die Versuche von Kerr erstreckten sich auch auf eine Zweizylinder-Kondensationsmaschine. Die untere Kurve in Fig. 3 zeigt das Ergebnis von 4 Versuchen bei steigender Eintrittstemperatur und einer Spannung von etwa 9,4 kg/qcm abs. Als Ordinate ist jeweils die Verdampfungswärme des Wassergehaltes des austretenden Dampfes gewählt. Es zeigt sich auch bei Kondensationsbetrieb, daß der Wassergehalt des austretenden Dampfes mit der Eintrittstemperatur ab-, sein Wärmewert also zunimmt. Allerdings waren hierbei schon beinahe 150° C Ueberhitzung nötig, bis der Dampf in den vollkommen trockenen Zustand gelangte. Bei Versuchen von Schröter[1]) an einer vorzüglichen Tandemmaschine von 250 PS haben sich die spezifischen Dampfmengen im Niederdruckzylinder 5 vH vor Hubende bei steigender Eintrittstemperatur und rd. 10,2 kg absol. Spannung wie folgt ergeben:

Dampftemperatur in °C	204,3	233,6	263,9	352,8
spezifische Dampfmenge im N.-D.-Zyl. 95 vH des Hubes	1,000	1,015	1,005	1,023

Der austretende Dampf war hiernach bei ganz mäßiger Ueberhitzung trocken gesättigt, bei mittlerer und starker Ueberhitzung bereits überhitzt. Trotzdem zeigen die Wärmediagramme für diese Versuche in Z. 1903 auf S. 1493, Fig. 55, keine Zunahme der Austrittverluste. Im Gegenteil, bei der höchsten Temperatur ist auch der Austrittverlust am kleinsten. Es folgt hieraus, daß die mit steigender Eintrittstemperatur zunehmende Trockenheit des austretenden Dampfes, die bei guten Maschinen sogar bis zur Ueberhitzung führen

Fig. 3.
Wärmewert des Austrittdampfes bei Einzylinder-Auspuff- und Zweizylinder-Kondensationsbetrieb
(nach Versuchen von Kerr).

kann, bei Kondensationsbetrieb die Austrittverluste gegenüber denen bei gesättigtem Dampf nicht erhöht. Ob sich das bei Auspuffbetrieb ebenso verhält, ist noch zweifelhaft, weil sich bei allen bis jetzt bekannten Versuchen über die Abhängigkeit des Wärmeverbrauches von der Temperatur an Auspuffmaschinen, wie das später noch ausführlicher gezeigt wird, eine andre Gesetzmäßigkeit ergeben hat als bei Kondensationsmaschinen. Der Wärmeverbrauch für 1 PSi-st nimmt nämlich mit steigender Temperatur immer langsamer ab, und die Wärmeersparnis wird, wie auch schon Fig. 2 erkennen läßt, immer kleiner. Es ist wohl möglich, daß diese auffallende Erscheinung, die bei Kondensationsbetrieb nicht beobachtet wurde, in der Vermehrung der Austrittsverluste durch die starke Erhöhung der Temperatur des Auspuffdampfes bei steigender Eintrittstemperatur ihren Grund hat.

II. Beurteilung der Maschine mit überhitztem Dampf.

Die nächstliegende Beurteilung der Maschine mit überhitztem Dampf ist ihr Vergleich mit der Maschine für gesättigten Dampf. Die letztere wird allgemein auf Grund des Dampfverbrauches für die Leistungseinheit beurteilt, was

[1]) Z. 1897 S. 1465.
[2]) Eng. Rec. 1903 S. 78.

[1]) Z. 1903 S. 1281.

Zahlentafel 5.
Wirkung der Dampfüberhitzung auf die ganze Anlage.

liegende Ventilmaschine { H. D.-Zyl.-Dmr. 510 mm; N. D.-Zyl.-Dmr. 756 »; Hub 1000 »

Steinmüller-Wasserrohrkessel { Heizfläche 181,7 qm; Rostfläche 4,2 »

Schwörer-Ueberhitzer (im Kessel oberhalb des Rohrbündels) 112 qm Heizfläche.

Beschaffenheit des Dampfes		gesättigt	überhitzt
a) Versuchsergebnisse an der Maschine.			
Uml./min		60,8	60,25
Dampfspannung an der Maschine	kg/qcm abs.	8,10	8,14
Dampftemperatur an der Maschine	°C	gesättigt	215
indizierte Leistung	PS	239	234
Dampfverbrauch für 1 PS_i-st	kg	8,18	7,95
Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st (bezogen auf Speisewassertemperatur):			
trocken gesättigt	WE	5183,3	5300,6
Wassergehalt 2 vH	»	5400,7	5300,6
Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st (bezogen auf 0° C):			
trocken gesättigt	»	5583,4	5402,9
Wassergehalt 2 vH	»	5500,8	5402,9
Dampfersparnis für 1 PS_i-st	vH	—	**6,25**
Wärmeersparnis für 1 PS_i-st (bezogen auf Speisewassertemperatur):			
trocken gesättigt	»	—	**3,33**
2 vH Wassergehalt	»	—	**1,85**
Wärmeersparnis für 1 PS_i-st (bezogen auf 0° C):			
trocken gesättigt	»	—	3,23
2 vH Wassergehalt	»	—	1,78
b) Versuchsergebnisse am Kessel nebst Ueberhitzer.			
Temperatur des Speisewassers	°C	11,8	13
Kesselspannung	kg/qcm abs.	8,65	8,56
Dampftemperatur beim Austritt aus dem Ueberhitzer	°C	—	254,3
Kesselbeanspruchung: Speisewasser für 1 st und 1 qm Heizfläche	kg	11,3	10,3
Rostbeanspruchung: Kohle für 1 st und 1 qm Rostfläche	»	76,7	68,5
Temperatur der Fuchsgase	°C	256	228
Kohlenverbrauch für 1 PS_i-st	kg	1,318	1,230
gesamte (tatsächliche) Kohlenersparnis für 1 PS_i-st	vH	—	**8,75**
absolute Verdampfungsziffer		6,36	6,18
Wärmemenge erzeugt mit 1 kg Kohle:			
trocken gesättigt	WE	4116,9	4441,4
2 vH Wassergehalt	»	4055,8	4441,4
Heizwert der Kohle	»	7400	7380
Wirkungsgrad des Kessels einschließlich Ueberhitzer:			
trocken gesättigt	vH	55,63	60,18
2 vH Wassergehalt	»	54,80	60,18
Kohlenersparnis für 1 PS_i-st durch Verbesserung des Wirkungsgrades der Dampferzeugung:			
trocken gesättigt	»	—	**7,57**
2 vH Wassergehalt	»	—	**8,94**
c) Versuchsergebnisse an der Rohrleitung.			
Dampfverbrauch für 1 PS_i-st:			
einschl. des Leitungskondensates	kg	8,58	7,97
ohne das Leitungskondensat	»	8,48	7,95
Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st (bezogen auf Speisewassertemperatur):			
einschließlich der Leitung { trocken gesättigter Dampf	WE	5553,9	5462,6
einschließlich der Leitung { 2 vH Wassergehalt	»	5471,5	5462,6
ohne die Leitung { trocken gesättigter Dampf	»	5483,3	5300,6
ohne die Leitung { 2 vH Wasserhalt	»	5400,7	5300,6
Wärmeersparnis für 1 PS_i-st (bezogen auf Speisewassertemperatur):			
einschließlich der Leitung { trocken gesättigter Dampf	vH	—	**1,64**
einschließlich der Leitung { 2 vH Wassergehalt	»	—	0,16
ohne die Leitung { trocken gesättigter Dampf	»	—	**3,33**
ohne die Leitung { 2 vH Wassergehalt	»	—	1,85
Mehrverbrauch an Wärme für 1 PS_i-st, verursacht durch die Leitung	vH	—	**1,69**
mittlere Dampfgeschwindigkeit in der Leitung	m/sk	**7,48**	**7,91**

d) Veränderung der Wärmeausnutzung der ganzen Anlage.
(sämtliche Ziffern beziehen sich auf 1 PS_i-st)

Beschaffenheit des Kesseldampfes		trocken gesättigt	2 vH Wassergehalt
Wärme- (oder Kohlen-)ersparnis durch die Maschine	vH	3,33	1,85
Kohlenersparnis durch die vergrößerte Wärmeausnutzung der Dampferzeugungsanlage	»	7,57	8,94
Kohlenersparnis durch die Verbesserung der Wärmeausnutzung von Maschine und Dampferzeugungsanlage zusammen	vH	10,90	10,79
Mehrverbrauch an Kohle für Fortleitung	»	1,69	1,69
Gesamtkohlenersparnis der ganzen Anlage	vH	**9,21**	**9,10**
tatsächliche Kohlenersparnis, durch den Versuch ermittelt	»	**8,75**	

praktisch vollkommen genügt. Daher kam es auch, daß man für den genannten Vergleich ursprünglich in erster Linie an die Dampfersparnis dachte. Da man aber bei vergleichenden Versuchen mit und ohne Ueberhitzung bald fand, daß diese Größe mit der viel wichtigeren, der Kohlenersparnis, gar nicht oder nur selten übereinstimmte, so ging man kurzerhand dazu über, die letztere Vergleichsgröße zur Grundlage zu machen. Das ist selbstverständlich für die gerade untersuchte Anlage auch vollständig richtig. Für ihren Besitzer ist nur die Kohlenersparnis von Wert; aus welchen einzelnen Posten sie sich zusammensetzt, ist für den Wert der Dampfüberhitzung in dem betreffenden Sonderfalle ganz gleichgültig. Man beging aber den großen Fehler, diese Sonderfeststellungen ohne weiteres zu verallgemeinern und aus ihnen insbesondre Schlüsse für die Anwendung der Dampfüberhitzung bei der Maschine allein zu ziehen. Worauf dieser Fehler beruht, ist schon einleitend kurz gesagt worden; der Deutlichkeit wegen soll aber an einem beliebig herausgegriffenen Beispiele das Zustandekommen der Kohlenersparnis an einer ganzen Anlage nochmals gezeigt werden. Der hierzu verwendete Versuch, dessen Ergebnisse in Zahlentafel 5 für die drei Hauptteile der Anlage getrennt angegeben und verwertet worden sind, ist vom Württembergischen Dampfkessel-Revisionsverein durchgeführt worden. Die vergleichenden Ersparniszahlen sind für trocken gesättigten Kesseldampf und für einen Wassergehalt von 2 vH berechnet worden. Der Rechnungsgang ist aus den Zusammenstellungen *a* bis *c* ohne weiteres verständlich. Das Gesamtergebnis ist unter *d* wiedergegeben. Die Kohlenersparnis setzt sich zusammen aus

1) der Wärmeersparnis der Maschine,

2) den Veränderungen des Kohlenverbrauches für die Erzeugung und Fortleitung des Dampfes.

Die Wärmeersparnis der Maschine beträgt bei dem gewählten Beispiel für trocken gesättigten Kesseldampf 3,3 vH, also nur etwa 1/3 von der tatsächlichen Kohlenersparnis. Der Rest rührt von der besseren Wärmeausnutzung des Kessels her. Für die Fortleitung des Dampfes sind 1,7 vH mehr Kohlen gebraucht worden. Daß die Veränderungen des Kohlenverbrauches am Kessel und an der Rohrleitung unter andern Verhältnissen wesentlich andre sein können, ist schon bei andrer Gelegenheit gezeigt worden[1]). Die Summe der Einzelwirkungen stimmt mit der durch den Versuch gefundenen Gesamtwirkung bis auf rd. 0,5 vH überein. Der Wassergehalt des Kesseldampfes sowie verschiedene Annahmen über die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes spielen für diese Summe nur eine geringe Rolle, so daß man den Grad der Uebereinstimmung als einen Maßstab für den Genauigkeitsgrad des Versuches ansehen darf. Dagegen ändert sich die Verteilung der Kohlenersparnis auf die Einzelwirkungen ganz wesentlich mit dem Wassergehalt und der spezifischen Wärme. Nur bei der Rohrleitung fällt der Einfluß bei gleichem Wassergehalt am Anfang und Ende der Leitung weg.

Für den augenblicklichen Zweck folgt aus dem angeführten Beispiel deutlich, daß die Kohlenersparnis für die

[1]) Z. 1903 S. 1545; Z. 1904 S. 473; Mitt. über Forschungsarbeiten Heft 14 bis 16.

einzelne Anlage wohl eine sehr wertvolle Ziffer darstellt, daß aber ihre Verwendung für die Beurteilung der Maschine allein zu vollständig falschen Ergebnissen führen muß. Das ursprünglich häufig gestellte Verlangen, die Versuche mit überhitztem Dampf zur Feststellung seines wirtschaftlichen Wertes stets auch auf den Kohlenverbrauch auszudehnen, erscheint deshalb, solange es sich um das Verhalten der Maschine allein handelt, durchaus ungerechtfertigt. Für das letztere kann nur der Wärmeverbrauch bezw. die Wärmeersparnis für die Leistungseinheit maßgebend sein. Für die genaue Bestimmung des Wärmeverbrauchs aus dem Dampfverbrauch ist allerdings bei gesättigtem Dampf die Kenntnis des Wassergehaltes, bei überhitztem Dampf die Kenntnis der spezifischen Wärme notwendige Bedingung. Der Einfluß des ersteren auf die Wärmeersparnis war schon aus Zahlentafel 5 zu erkennen. Die Vernachlässigung des Wassergehaltes liefert zu große Ersparnisse.

Für die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes ist in der vorliegenden Arbeit noch durchweg der konstante Regnaultsche Wert $c_p = 0{,}48$ beibehalten worden. Die erst kürzlich veröffentlichten Versuche von Lorenz[1]) haben die bisherige allgemeine Annahme, daß die spezifische Wärme mit der Temperatur zunimmt, als irrig erkennen lassen. Sie haben im Gegenteil, vom Sättigungsgebiet ausgehend, eine Abnahme mit der Temperatur und eine starke Zunahme mit der Spannung ergeben. Diese Gesetzmäßigkeit hat anfänglich überrascht, stimmt aber mit der kinetischen Gastheorie vollkommen überein. Dagegen sind die Werte absolut genommen auffallend hoch. Die von R. Linde aus den neuesten Dampfdichtebestimmungen von Knoblauch, Linde, Klebe abgeleitete Formel[2]) von ähnlicher Gesetzmäßigkeit

$$c_p = A_n \left\{ B + 3p\,(1 + ap)\,\frac{C}{T}\left(\frac{373}{T}\right)^3 \right\}$$

liefert mit den Konstanten

$$A = \frac{1}{427};\quad n = 4{,}232;$$
$$B = 47{,}10;\quad a = 0{,}000002$$

und

$$C = 0{,}031$$

wesentlich niedrigere Werte, beispielsweise für 13 kg/qcm abs. und 100°C Ueberhitzung um 25 vH weniger als die Formel von Lorenz[3]). Diese Unsicherheit zusammen mit dem Umstand, daß für das praktisch häufigste Spannungsgebiet (10 bis 13 kg/qcm abs.) noch keine unmittelbaren Messungswerte vorliegen, hat Anlaß gegeben, von einer Umrechnung der Ergebnisse in dieser Arbeit zunächst abzusehen. Die größten Abweichungen sind bei hoher Spannung und mäßiger Ueberhitzung zu erwarten, während umgekehrt bei niedriger Spannung und starker Ueberhitzung der Fehler nur gering sein kann. Nach Linde wäre als konstanter Mittelwert für die meisten praktischen Fälle etwa 0,58 zu betrachten, das ist gegenüber der jetzigen Annahme ein Mehr von 21 vH. Dieser Betrag spielt überall, wo es sich nur oder vorzugsweise um Ueberhitzungswärme handelt, eine große Rolle. Dagegen dürften die Wärmeverbrauchs- und Wärmeersparniszahlen im folgenden durch das Hinzukommen der Sättigungswärme selten mehr als um 2 vH fehlerhaft, und zwar zu günstig, erscheinen.

Man glaubt vielfach noch, daß der Fehler durch die Vernachlässigung des Wassergehaltes für den Vergleich mit überhitztem Dampf dadurch vollständig vermieden werden kann, daß man schon den Vergleichsversuch mit ganz schwacher Ueberhitzung durchführt. Die neuesten Versuche über die Fortleitung des überhitzten Dampfes, über die an dieser Stelle in Kürze berichtet wird, haben aber gezeigt, daß in der Rohrleitung nur dann kein Wasser entsteht, wenn die Temperatur der Rohrwand an keiner Stelle die Sättigungstemperatur unterschreitet. Hierzu sind bei 13 kg/qcm abs. Spannung schon nahezu 40° C Ueberhitzung nötig, so daß, wenn sich in der Leitung kein Wasser niederschlagen soll, die Dampftemperatur am Ende der Leitung 230° C nicht unterschreiten darf. Durch Ueberhitzung um einige Grade wird man den Fehler infolge des Wassergehaltes deshalb nur verringern, nicht aber beseitigen können. Aus dem gleichen Grund ist es auch nicht allgemein ratsam, den Wasserabscheider vor der Maschine wegzulassen. Man könnte höchstens daran denken, ihn kleiner zu bemessen als bei gesättigtem Dampf. Doch ist vielleicht zu große Sparsamkeit hier nicht am Platze, weil bei der Inbetriebsetzung der Maschine aus langen Leitungen, bis der Beharrungszustand erreicht wird, oft ganz beträchtliche Wassermengen abzuführen sind.

Man hat gehofft, daß durch die Anwendung der Dampfüberhitzung die Vorgänge in der Maschine wesentlich einfacher würden. Man ist aber bei der Untersuchung verschiedener Maschinen bisweilen auf eigentümliche Widersprüche gestoßen, die sich wahrscheinlich zu einem guten Teil daraus erklären lassen, daß die Zusammensetzung des in die Maschine tretenden Dampfes, selbst wenn die in ihn eingeführten Thermometer die gleichen Angaben machen, doch nicht genau die gleiche ist. Bei gesättigtem Dampf hatte man außer diesem nur Wasser im Zylinder, bei überhitztem Dampf arbeitet im allgemeinsten Fall ein Gemisch von Wasser, gesättigtem und überhitztem Dampf. Die Mannigfaltigkeit der Zusammensetzung ist also wesentlich größer, und man wird sich darauf gefaßt machen müssen, daß die Vorgänge in der Maschine häufig nicht einfacherer, sondern noch viel mehr zusammengesetzter Natur sind als bei gesättigtem Dampf.

Auch die Dampfersparnis kann bei der Beurteilung der Dampfüberhitzung eine gewisse Rolle spielen, und zwar für den Unterschied in der Kesselgröße und im Kühlwasserbedarf, für den letzten namentlich, wenn die Beschaffung des Kühlwassers mit großen Kosten verbunden ist. Wo wie bei Lokomotiven das Speisewasser mitgeführt werden muß und deshalb die Betriebsdauer (Länge der Fahrt) von dem Dampfverbrauch für die Leistungseinheit abhängt, ist die Dampfersparnis sogar von hohem Belang; bisweilen ist schon vorgeschlagen worden, die Wärmeersparnis nicht unmittelbar aus dem Wärmeverbrauch, sondern aus der Dampfersparnis zu ermitteln. Bezeichnet man mit

w die Wärmeersparnis in vH,
p » Dampfersparnis » » ,
t' » Temperatur des überhitzten Dampfes in ° C,
t » zugehörige Sättigungstemperatur in ° C,
λ den Wärmewert des gesättigten Dampfes in WE,
c_p die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes,

dann berechnet sich w aus der folgenden Gleichung:

$$w = p\left[1 + \frac{c_p}{\lambda}(t'-t)\right] - 100\,\frac{c_p}{\lambda}\,(t'-t) \quad . \quad . \quad (1).$$

Die Formel liefert nur dann genau richtige Werte, wenn die Vergleichsversuche bei genau der gleichen Spannung durchgeführt sind. Der Fehler ist allerdings selbst bei stärkeren Abweichungen in dieser Richtung nicht groß. Da aber dieser Weg auch nicht einfacher ist als die unmittelbare Bestimmung aus den Wärmeverbrauchzahlen, so ist die Verwendung der Formel (1) nicht zu empfehlen, zumal ihre Form leicht zu Mißverständnissen führen kann. Man erkennt nämlich aus Gl. (1), daß nicht jeder Dampfersparnis auch eine bestimmte Wärmeersparnis entsprechen muß. Als Bedingung für $w = 0$ findet sich:

$$p = 100\,\frac{c_p\,(t'-t)}{\lambda + c_p(t'-t)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

d. h. also, wenn die Dampfersparnis in vH ebensoviel beträgt wie die Ueberhitzungswärme in vH der Gesamtwärme, ist die Wärmeersparnis gleich 0. Darüber, wann diese Bedingung vorhanden ist, sagt Gl. (1) nichts aus, weil sie den ursprünglichen Zusammenhang von Dampftemperatur und Wärmeersparnis nicht zum Ausdruck bringt. Nach dem augenblicklichen Stand der Kenntnis über diesen Zusammenhang läßt sich sagen, daß bei der gewöhnlichen und häufigsten Art der Anwendung der Dampfüberhitzung, bei der nur dem Hochdruckdampf Ueberhitzungswärme zugeführt wird, die Bedingung (2) bis zu den heute gebräuchlichen Höchsttemperaturen für Auspuff und Kondensation nicht eintritt, daß dagegen bei Anwendung der sogenannten Zwischenüberhitzung (nachträgliche Zuführung von Ueberhitzungswärme an den

[1]) Z. 1904 S. 698.
[2]) Mitt. über Forschungsarbeiten Heft 21 S. 76.
[3]) Mitt. über Forschungsarbeiten Heft 21 S. 102.

teilweise entspannten Dampf) die Möglichkeit für Dampfersparnis ohne gleichzeitige Wärmeersparnis wohl gegeben ist. Man muß sich also davor hüten, anzunehmen, daß die letztere Möglichkeit ganz allgemein gegeben sei. Wo man dies noch glaubt, trägt meist unrichtiges Zusammenbringen von Dampf- und Kohlenersparnis die Schuld. (Fortsetzung folgt.)

Die elektrischen Bahnsysteme der Gegenwart.[1]

Von **F. Niethammer.**

Die Zahl der in Vorschlag gebrachten elektrischen Bahnsysteme ist ganz beträchtlich, selbst, wenn man nur die ernstgemeinten, bereits einigermaßen erprobten in Betracht zieht. Keines der bekannten Systeme hat jedoch so ausgesprochene Vorteile, daß es die übrigen aus dem Felde schlagen könnte. Das springt besonders in die Augen, wenn eine Anlage verlangt wird, die für die verschiedenen Bahnbetriebe, für kleine und große Netze, für große und kleine Stationsentfernungen, für dichten und schwachen Verkehr, für schwere und leichte Züge, für hohe und niedrige Fahrgeschwindigkeiten in gleicher Weise genügen soll.

Nach dem augenblicklichen Stand der Elektrotechnik kommen folgende elektrische Systeme in Betracht:

1) Gleichstrombahnen.

a) Zweileiter mit annähernd konstanter Spannung von 500 (200) bis 1000 V am Fahrzeug und Schienenrückleitung. Es ist aber außer Zweifel, daß für größere Motoren mit mäßiger Umlaufzahl Fahrzeugspannungen bis gegen 2000 V möglich sind, gegebenenfalls unter Verwendung von Doppelkommutatormotoren oder unter Hintereinanderschaltung verschiedener Motoren.

b) Dreileiter mit konstanter Spannung bis 2 × 1200 = 2400 V (ausgeführt von Thury in Genf und Križik in Prag, Fig. 1; ferner auf der City and South of London-Vorortbahn, Fig. 2, mit 4 · 500 V). Es dürfte jedoch dabei möglich sein, bis auf etwa 2 × 2000 = 4000 V zu gehen. Die Dreileiteranordnung kann entweder so sein, daß das Netz in zwei Zweige geteilt wird und jedes Fahrzeug nur von einem Außenleiter gespeist wird, wobei die Fahrzeugspannung gleich der halben Netzspannung und nur ein Stromabnehmer erforderlich ist, Fig. 2; oder aber jedes Fahrzeug bekommt die volle Netzspannung, wobei zwei Stromabnehmer und zwei hintereinander geschaltete Motorgruppen vorzusehen sind, deren Verbindungspunkt an den Mittelleiter zu legen ist, Fig. 1. In beiden Fällen dienen die Fahrschienen als Mittelleiter.

Fig. 1.
Dreileiteranordnung von Thury, Genf.

Fig. 2.
Dreileiteranordnung der City and South of London-Vorortbahn.

Der Versorgungskreis dieser Zwei- und Dreileiternetze läßt sich jederzeit durch Verwendung von Zusatzmaschinen im Kraftwerk oder im Netz etwas erweitern, ferner durch Aufstellung von Gleichstrom-Umformern (City and South of London-Bahn, Fig. 2), z. B. für 2000 V Uebertragungsspannung und 2 × 500 V Fahrzeugspannung, oder schließlich durch Verwendung von Akkumulatorenbatterien, die im Netz verteilt und vom Kraftwerk aus geladen werden (Wannseebahn)[1].

c) Gleichstrombetrieb mit Drehstromübertragung. Die Gleichstromspannungen bleiben wie unter *a* und *b*, die Drehstromspannungen pflegen zwischen 5000 und 60000 V zu liegen; sie werden in rotierenden Einankerumformern oder in Motorgeneratoren in Gleichspannungen umgesetzt. Als Abart wäre hier auch das von Thury ausgebildete System zu erwähnen, wobei die Kraft mittels des Gleichstrom-Reihenschlußsystems mit Spannungen bis 60000 V und konstanter Stromstärke übertragen, an die Fahrzeuge aber mit konstanter, in Motorgeneratoren erzeugter Spannung verteilt wird (Lausanne in der Schweiz)[2].

In sämtlichen angeführten Fällen wird als Bahnmotor fast ausschließlich der reine Reihenschlußmotor (Hauptstrommotor) verwendet; eine Ausnahme machen nur die Bergbahnen mit geringer Fahrgeschwindigkeit, wofür meist Nebenschlußmotoren benutzt werden, die bei Talfahrt als Dynamos bremsend Arbeit in das Netz (Akkumulatoren) oder in Belastungswiderstände schicken.

2) Dreiphasige Drehstrombahnen mit Induktionsmotoren auf den Fahrzeugen.

Als betriebsichere Fahrdrahtspannungen kommen bis jetzt 500 bis 3000 (5000) V in Frage, da die Fahrdrahtspannung von 10000 V auf der Strecke Berlin-Zossen nur für einen Versuch von kurzer Dauer benutzt wurde. Zur Uebertragung können Spannungen bis 60000 V verwandt werden, die in ruhenden Transformatoren — zweckmäßig solchen mit Oelkühlung — längs der Strecke erniedrigt werden. Als nicht ausgeführte Motorenart mag hier der kompensierte Asynchronmotor mit mehrphasigem Kommutator erwähnt sein.

[1] Dieser Aufsatz ist ein Auszug aus dem gleichnamigen Vortrag für den Elektriker-Kongreß in St. Louis (1904); er erscheint bedeutend erweitert und ergänzt als Buch in Alb. Rausteins Verlag.

[1] Z. 1900 S. 1198.

[2] Z. 1903 S. 73. Z. B. 8 Dynamos von 7500 V, 75 Amp, 300 Uml./min hintereinander.

3) Einphasenstrom unter Verwendung von Kommutatormotoren auf dem Fahrzeug.

Die höchste Fahrdrahtspannung dürfte vorläufig 6000 V betragen, obwohl z. B. die Maschinenfabrik Oerlikon auf ihrer Versuchstrecke und in ihrem Entwurf für die Gotthardbahn bis auf 15000 V geht, was für dieses System mit einem Fahrdraht auch viel eher angängig erscheint als für drei- oder zweidrähtige Drehstromleitungen. Die Uebertragungsspannung kann — wie unter 2 — ebenfalls auf etwa 60000 V gehen. Als Einphasenbahnmotoren sind zu nennen:

Reihenschlußmotoren (Westinghouse Co., General Electric Co., Siemens-Schuckert-Werke), Repulsionsmotoren, Fig. 3, (Brown, Boveri & Co.) und der kompensierte Motor von Winter-Eichberg[1]) (A. E. G.).

Fig. 3.
Schema des Repulsionsmotors für einphasigen Wechselstrom.

Weniger Aussicht auf allgemeine Einführung haben die folgenden Systeme, die aber immerhin von Interesse sind und vereinzelt vorkommen.

4) Rotierende Umformer auf der Lokomotive.

a) System von Ward Leonard und der Maschinenfabrik Oerlikon. Dem Fahrzeug wird hochgespannter Einphasenstrom zugeführt, der in einem Umformer (Motorgenerator mit 2 Lagern) auf der Lokomotive in Gleichstrom umgewandelt wird. Die Gleichstrom-Bahnmotoren werden nur durch Aendern der Klemmenspannung des Gleichstromerzeugers angelassen und geregelt, indem man dessen Erregerstrom entsprechend beeinflußt.

b) System Hallberg mit einem Einphasen-Drehstrom-Umformer auf der Lokomotive. Die Spannung und die Polzahl der Drehstromseite des Umformers kann zum Anlassen und zum Regeln der Geschwindigkeit der dreiphasigen Lokomotivmotoren mit Kurzschlußanker geändert werden.

c) Verbindung von Dampfmaschinen (Dampfturbinen) oder Petroleummotoren (Gasolinmotoren) mit Gleichstromgeneratoren, welche die Achsmotoren speisen, auf der Lokomotive; Regulierung wie unter a). Hierher gehört die wieder ganz aufgegebene Heilmann-Lokomotive[2]) sowie ein erst kürzlich in Betrieb genommenes Fahrzeug der North Eastern Railway, England, mit Petroleummotor und unmittelbar damit gekuppelter Gleichstromdynamo zum Antrieb der Wagenmotoren. Der Wagen kann aber auch mittels dritter Schiene von außen gespeist werden.

5) Einphasensystem mit Induktionsmotoren[3]).

a) Stator und Rotor des Induktionsmotors, der bekanntlich an sich kein Anzugmoment hat, werden drehbar angeordnet; der Stator wird leer in Betrieb gesetzt (z. B. mittels Hülfsphase). Soll das Fahrzeug anfahren, so bremst man den Stator fest, wodurch der mit den Wagenachsen gekuppelte Motor in Bewegung versetzt wird.

b) Der Induktionsmotor wird leer angelassen, die Wagenachsen setzt man mit Hülfe einer ausrückbaren nachgiebigen Kupplung in Betrieb.

c) Stator und Rotor werden mit irgend einem Kraftspeicher verbunden, der periodisch Energie aufnehmen und abgeben kann, z. B. mit einem Luftkompressor[4]) (B. J. Arnold) oder mit Oelpumpen von veränderlichem Hub[5]) (Swinburne) oder mit Druckwasserpumpen (Siemens & Halske, D. R. P. 144263).

6) Das Gleichstrom-Reihenschlußsystem (Swinburne).

Eine größere Anzahl von Zügen, die sich an verschiedenen Punkten der Bahnstrecke befinden, wird mit Hülfe zweier Fahrdrähte elektrisch hintereinander geschaltet. Die Stromstärke ist überall im Netze gleich, die Spannung wird entsprechend der Zahl, Geschwindigkeit und Größe der im Betrieb befindlichen Züge geändert. Unter Verwendung einer Gesamtspannung von 30000 V ließen sich bei 1000 V Zugspannung etwa 30 Züge gleichzeitig von einem Kraftwerk aus betreiben.

7) Akkumulatorenbetrieb, der von der äußeren Stromzufuhr unabhängig ist, aber vielfach wieder aufgegeben worden ist. Er eignet sich höchstens für Fabrik- und Verschiebelokomotiven sowie für verhältnismäßig kurze Strecken mit schwachem Verkehr und geringen Steigungen. Der sogenannte gemischte Betrieb, der den Strom streckenweise von außen, streckenweise durch Akkumulatoren erhält, hat sich nirgends bewährt. Es liegen auch Entwürfe vor, die Akkumulatoren mit dem Einphasensystem zu verbinden. Zum Anfahren dienen Gleichstrommotoren, die von der Batterie gespeist werden, zur Dauerfahrt Einphasenmotoren. Gleichzeitig arbeiten die Gleichstrommotoren als Lademaschinen.

Die aufgezählten Systeme sind in bezug auf Anlagekosten, Betriebskosten und Betriebsicherheit sowie anderweitige eisenbahntechnische Forderungen zu untersuchen, und zwar für Netze von nur wenigen Kilometern Ausdehnung (Straßenbahnen) und für solche von Hunderten und Tausenden von Kilometern (Vollbahnen); für höchste Fahrgeschwindigkeiten von 10 bis 25 km (Straßenbahnen und Güterzüge) bis hinauf zu 100 bis 200 km (Schnellbahnen und Ueberlandstrecken); die Anfahrbeschleunigungen liegen zwischen kaum 0,5 und über 1 m/sk² (Hoch- und Untergrundbahnen); die Verzögerungen sind meist 20 bis 40 vH größer. Die Zuggewichte schwanken von 5 t bis gegen 2000 t, die für einen Zug erforderliche Kraftleistung von 5 PS bis 2500 PS, ja bis 5000 PS, während der Anfahrzeit sogar noch mehr. Es gibt Strecken, auf denen am Tage kaum 10 Züge verkehren; auf andern folgen die Züge einander in Abständen von 1 bis 3 Minuten. Einmal liegen die Haltestellen nur 200 m auseinander (Straßen- und Stadtbahnen), dann wieder über 100 km. Im ersten Falle besteht der Betrieb nur aus Anfahren, Auslaufen und Bremsen, während im zweiten der regelrechte Lauf das Wesentliche ist. Von großer Wichtigkeit ist die Entscheidung zwischen Motorwagenbetrieb mit Vielfachsteuerung zur gemeinsamen Bedienung einer Reihe von Motorwagen im Zuge, und Lokomotivbetrieb. Die Elektrizität ist bei Personen- wie bei Güterverkehr für den Motorwagenbetrieb mit kurzen Zügen und dichter Zugfolge besonders gut geeignet; aber es werden auch schwere elektrische Lokomotiven erforderlich mit Leistungen, die selbst von den größten Dampflokomotiven nicht erreicht werden (New York Central-Bahn 2 × 2200 PS, im Höchstfalle 2 × 2800 PS). Der Motorwagenverkehr, der sich den schwankenden Belastungsverhältnissen zu verschiedenen Tageszeiten sehr anzuschmiegen vermag, hat immerhin den Nachteil, daß bei gleicher Fahrgeschwindigkeit die für 1 t erforderliche Energie größer wird als beim Lokomotivbetrieb mit langen Zügen; das gilt besonders für hohe Zuggeschwindigkeiten. Auch sind bei Reparaturen, z. B. schon, wenn ein Wagenfenster zertrümmert ist, eigentlich eine Lokomotive und ein Personenwagen still gelegt. Besonders schwierig ist die Forderung, Motorfahrzeuge zu bauen, die für kleine Stationsentfernungen und kleine Geschwindigkeiten, sowie für große Entfernungen und große Geschwindigkeiten gleich gut zu gebrauchen sind (gleichzeitiges Befahren von Straßenbahn und Vorortbahn). Das Gleiche gilt für kombinierte Güterzug- und Schnellzuglokomotiven.

Die einzelnen Gesichtspunkte, nach denen man die verschiedenen Motorenarten unter einander zu vergleichen hat, sind die folgenden:

1) mechanische Betriebsicherheit;

2) Höhe der möglichen Motor- und Fahrdrahtspannung und damit: Halbmesser des praktisch möglichen Versorgungskreises;

3) Möglichkeit von Funkenbildung an den beweglichen Stromabnehmern der Motoren;

4) Gewicht für die Leistungseinheit oder für den Quotienten $\frac{\text{Leistungseinheit}}{\text{Umlaufzahl}}$;

5) Raumbedarf nach Höhe, Breite und Länge. Bei großen Zuggewichten, hohen Fahrgeschwindigkeiten und großen

---

[1]) Z. 1904 S. 303.

[2]) Z. 1894 S. 897.

[3]) Zuerst wohl von C. E. Brown für Lugano vorgeschlagen, aber allerdings nicht ausgeführt.

[4]) Z. 1904 S. 944.

[5]) Mech. Eng. 28. Nov. 1903.

Beschleunigungen wird die erforderliche Leistung so groß, daß es äußerst schwierig ist, in dem Wagengestell genügenden Raum für die Motoren zu finden. Unter sonst gleichen Umständen können um so mehr Pferdestärken untergebracht werden, je größer der Raddurchmesser, je breiter die Spur und je größer der Radstand ist. Erfahrungsgemäß kann man für jede Achse bei 300 mm Spur nicht mehr als 15 PS unterbringen, bei 700 mm Spur etwa 90 PS, bei 1000 mm Spur etwa 150 PS und bei Normalspur etwa 250 PS, bei größeren Rädern auch noch etwas mehr;

6) Wirkungsgrad bei Vollast und Teillasten;

7) Verluste im Motor beim Anfahren;

8) Leistungsfaktor bei Vollast, Teillast und beim Anfahren;

9) Erwärmung bei normalem Dauerbetrieb und bei oftmaligem Anfahren;

10) Anzugmoment und Möglichkeit, hohe Beschleunigung zu erzielen. Stromverbrauch für ein bestimmtes Anzugmoment;

11) Wirtschaftlichkeit der gesamten Anlaßperiode einschließlich aller Anlaßvorrichtungen, das ist der Wirkungsgrad der Beschleunigung, das Verhältnis zwischen kinetischer Energie und zugeführter Gesamt-Anlaßenergie;

12) Geschwindigkeitsregelung, deren Wirtschaftlichkeit und Stetigkeit, Umlaufcharakteristik in Abhängigkeit von der veränderlichen Last;

13) Bremsen und Rückgewinnung des Stromes beim Auslaufen und auf Gefällen.

Der Gleichstrom-Reihenschlußmotor hat bei den üblichen Ankerdurchmessern von 300 bis 600 mm einen einseitigen Luftspalt von 2,5 bis 7 mm; gewöhnlich ist der Spalt oben 0,5 bis 1 mm kleiner als unten, so daß nach jahrelangen Erfahrungen an vielen Tausenden von Motoren keine Gefahr des Schleifens vorhanden ist. Die Ankerwicklung, deren mit Isolation umpreßte maschinengeformte Spulen in offene Nuten als Faßwicklung eingebettet sind, und ebenso der Kommutator lassen sich bei größeren Maschinen für Spannungen bis 2000 V dauernd sicher isolieren. Der Drehstrommotor muß, um einen annehmbaren Wert für cos φ und eine genügende Ueberlastungsfähigkeit zu erzielen, einen einfachen Luftspalt von 1 bis 3 mm erhalten. Bis jetzt hat jedoch dieser kleine Luftspalt weder bei Brown, Boveri & Cie., noch bei Ganz & Comp. zu irgend welchen Störungen Veranlassung gegeben, sofern man genügend reichliche Lager vorsieht. Angezeigt ist es auch, nahezu geschlossene Nuten zu verwenden, so daß sich am Luftspalt zwei reine Eisenzylinder gegenüber stehen. Das führt dazu für die Spulen Handwicklung zu benutzen, die aber offenbar so sicher ausgeführt werden kann wie Schablonenwicklung, was ebenfalls durch die Erfahrungen auf der Bahn Burgdorf-Thun und der Valtellina-Bahn bewiesen wird.

Daß man Drehstrommotoren bis 5000 V durchaus betriebsicher herstellen kann, dürfte außer Frage sein. Solche Motoren sind allerdings reichlicher zu bemessen als Niederspannungsmotoren, da die Erwärmung die Isolation außerordentlich beeinflußt. Namentlich ist den Kreuzungen der verschiedenen Phasen in den Stirnverbindungen besondre Sorgfalt zu widmen; die nach der Seite gebogenen, durchweg gleichartigen Wickelköpfe, Fig. 4, sind in dieser Hinsicht günstiger als die üblichen Dreiphasenwicklungen mit zwei verschieden gebogenen Wickelköpfen.

Fig. 4.
Wickelkopf eines Drehstrommotors.

Für die einphasigen Kommutatormotoren ist ebenfalls ein kleiner Luftspalt erwünscht, wenn er auch etwas größer als bei den Drehstrommotoren sein kann. Die Kommutatormotoren, deren Rotor nicht unmittelbar am Netz liegt, sondern durch Transformatoren gespeist wird, lassen sich leichter als irgend eine andre Motorenart für Hochspannung (5000 bis 8000 V) wickeln, da alle Kreuzungen in den Stirnverbindungen der Primärwicklung wegfallen. Der reine Reihenschlußmotor ist nur für Spannungen von 200 V und darunter zu bauen.

Das Gehäuse der Drehstrommotoren und der Einphasenmotoren läßt sich nicht so leicht wie bei Gleichstrom zweiteilig ausführen. Allerdings zieht neuerdings besonders die General Electric Co. auch bei Gleichstrommotoren, die in engem Raum unterzubringen sind, ein nicht geteiltes Kastengehäuse vor, das mit abnehmbaren Seitenschilden abgedeckt ist[1]). Die Union E.-G. hat das Gehäuse des kompensierten Einphasenmotors, Fig. 5 und 6, für 50 PS, 800 Uml./min, 600 V und 42 Perioden geteilt.

Fig. 5 und 6.
Motor der Stubaithal-Bahn von 50 PS und 800 Uml./min.

Eine der schwierigsten Aufgaben beim Gleichstrommotor besteht darin, die am Kommutator funkenfreie Stromwendung einzurichten, da beim Bahnbetrieb besonders harte Anforderungen gestellt werden. Bei Vor- und Rückwärtslauf sollen die Bürsten bei den unvermeidlichen heftigen Stromstößen in der neutralen Zone funkenfrei laufen. Die Ursache der Funkenbildung ist eine zu große Reaktanzspannung (Selbstinduktion der kurzgeschlossenen Spule), ferner die durch die Feldverzerrung in der Spule erzeugte elektromotorische Kraft, die dadurch klein zu

[1]) Auch die Union E.-G. hat derartige Motoren auf der Bahn Berlin-Gr. Lichterfelde-Ost verwendet; s. Z. 1903 S. 801 u. 848.

halten ist, daß man das Verhältnis Anker-AW[1]) zu Feld-AW klein macht und die Sättigung der Zähne und Polschuhe hoch treibt. Dazu kommt aber noch die Erscheinung des Ueberschlagens von Bürstenzapfen zu Bürstenzapfen bei hoher Segmentspannung, besonders dann, wenn bei geringer Last und hoher Umlaufzahl der Strom zufällig plötzlich unterbrochen und wieder geschlossen wird, ohne daß der Steuerschalter betätigt war. Da der Magnetfluß dieser Aenderung nicht rasch folgt, entsteht ein großer Stromstoß, der von Zusatzspannungen begleitet ist und hohe elektromotorische Kräfte in den kurzgeschlossenen Spulen induziert, so daß Lichtbogenerscheinungen auftreten. Erfahrungsgemäß lassen sich bis jetzt aus den angeführten Gründen Gleichstrombahnmotoren betriebsicher nur bis etwa 1000 V bauen.

Beim Drehstrommotor kommt die Aufgabe der Kommutierung ganz in Wegfall. Der Platzbedarf für die drei Schleifringe ist allerdings etwa so groß wie der für einen Kommutator, aber wenn Kohlenbürsten verwendet werden und die Schleifringe zuverlässig befestigt sind, dürfte Funkenbildung ausgeschlossen sein. Selbst beim kompensierten Drehstrommotor mit Kommutator ist bei geeigneter Anordnung keine Funkenbildung zu erwarten, da der Kommutator dabei nur die Rolle eines Frequenzwandlers spielt. Um so schwieriger ist dagegen das Problem der Funkenbildung bei den einphasigen Kommutatormotoren. Dabei ist ein Wechselstrom in einen um 180° verschobenen Wechselstrom anderer Größe zu verwandeln, und zwar ist der Kurzschlußvorgang jeden Augenblick ein andrer (s. Fig. 7; i_k = Kurzschlußstrom, T_k = Kommutierzeit). Die Funkenbildung wird auch hier durch die Selbstinduktion der Spule bedingt, d. h. durch die Reaktanzspannung e_r, die mit dem zu kommutierenden Strom und der Geschwindigkeit wächst, aber außerdem durch eine nach Transformatorenart induzierte elektromotorische Kraft e_t, die durch das auf- und abwogende Wechselfeld erzeugt wird und unabhängig von der Drehgeschwindigkeit ist; sie wächst mit der Größe des magnetischen Hauptfeldes, mit der Zahl der kurzgeschlossenen Windungen und mit der Periodenzahl. Außerdem tritt noch eine elektromotorische Kraft e_a auf, die durch Rotation der kurgeschlossenen Leiter in einem Teil des Hauptfeldes erzeugt wird. Durch Verwendung niedriger Kommutatorspannungen (niedriger als 250 V), vieler Kommutatorsegmente, wozu die Schleifenwicklung am ehsten führt, dann durch die Wahl dünner Bürsten, die allerdings aus mechanischen Gründen nicht unter 6 bis 10 mm dick sein sollen, ferner durch die Benutzung geringer Periodenzahlen, 25 und weniger, sowie schließlich durch Anordnung von besondern Widerständen im Kurzschlußkreis und durch Reduktion des Hauptfeldes lassen sich e_t und die entsprechende Transformatorwirkung auf ein Mindestmaß herabdrücken. Die Reaktanzspannung wird nach den gleichen Gesichtspunkten wie bei Gleichstrom bestimmt; zweckmäßig wählt man die Anker länge kurz, die Segmentzahl groß, den Strom für jeden Zweig klein und die Umlaufzahl gering.

Fig. 7.

Der Repulsionsmotor und der kompensierte Motor haben vor dem Reihenschlußmotor das voraus, daß sich mit zunehmender Geschwindigkeit außer dem Hauptfeld ein dazu senkrecht stehendes Querfeld ausbildet und bei Synchronismus ein vollständiges Drehfeld an die Stelle des pulsierenden Wechselfeldes tritt, womit e_a und e_t einander vollständig aufheben und die schädliche Kurzschlußwirkung, die durch e_t erzeugt wird, verschwindet.

Fig. 8.

Kompensationswicklung im Polschuh.

Um den verzerrenden Einfluß der Ankerrückwirkung von Reihenmotoren aufzuheben, legten Ganz & Comp. (Blathy) sowie Stanley und Kelly schon um das Jahr 1890 eine Kurzschlußwicklung in die Polschuhe; diese Kompensationswicklung kann auch im Hauptstrom liegen, Fig. 8.

Beim Anfahren verhalten sich alle Kommutatormotoren am Kommutator gleich schlecht; es ist deshalb noch besonders auf ein Verfahren hinzuweisen, das die Verhältnisse durchweg verbessern kann, nämlich die Verwendung eines Reihentransformators beim Anfahren, Fig. 9. Der Transformator bedeutet beim Anfahren einen hohen scheinbaren Widerstand für den Statorstrom, verringert also das Feld und die Kurzschlußwirkung unter den Bürsten, gestattet jedoch gleichzeitig, das erforderliche Drehmoment durch Steigerung des Ankerstromes zu erreichen. Die vom Gleichstrom her bekannten Hülfsmittel, wie Ausgleichringe im Anker zur Vermeidung von einseitiger Belastung einzelner Bürstensätze, dann Wende- oder Kommutationspole zum Ausgleich der Reaktanzspannung sowie der Transformatorwirkung, sind auch bei Einphasenmotoren möglich und bereits verwendet. Im letzten Fall muß die Phase des erregenden Stromes regelbar sein.

Fig. 9.

Für gleiche Leistung und Umlaufzahl wird in der Regel der Gleichstrom-Reihenschlußmotor der leichteste und dem Umfang nach kleinste Bahnmotor, meist auch der billigste sein.

Betreibt man einen gegebenen Einphasenmotor mit Gleichstrom und behält man denselben größten Feldfluß Φ_{max} und denselben effektiven Strom J bei, so ist das Drehmoment bei Einphasenstrom

$$M_e \infty \frac{1}{\pi}\int_0^\pi \Phi_{max} J\sqrt{2}\sin^2 \alpha\, d\alpha = 0{,}71\, \Phi_{max} J,$$

bei Gleichstrom aber $\Phi_{max} J$, also das 1,4 fache; d. h. der Einphasenmotor muß aus diesem Grunde um etwa 30 vH größer ausfallen als der Gleichstrommotor und auch als der Drehstrommotor. Bei veränderlichem Profil und oftmaligem Anfahren muß der Drehstrommotor größer und teurer ausfallen, da er auf Steigungen und beim Anfahren mehr Energie aufnimmt als alle Kommutatormotoren mit der Reihenschlußcharakteristik.

[1]) AW = Ampèrewindungszahl.

Der Wirkungsgrad der üblichen Gleichstrom-Bahnmotoren ist manchmal etwas kleiner als bei Drehstrommotoren, was hauptsächlich durch den wesentlich kleineren Luftspalt der letzteren bedingt wird. Führt man die Gleichstrommotoren mit demselben Luftspalt aus, was ohne weiteres angängig, wenn auch mit Rücksicht auf Funkenbildung nicht immer empfehlenswert ist, so ließe sich dieser Unterschied sogar zugunsten der Gleichstrommotoren ausgleichen. Der Wirkungsgrad des Gleichstrommotors ist stets höher als der des Einphasenmotors, welcher in der Regel bei Teillasten besonders ungünstig ausfällt. Die Verluste im Kommutatormotor kann man 15 bis 35 vH größer setzen als beim Gleichstrommotor.

Der Leistungsfaktor von Drehstrommotoren wird immer größer, je rascher der Motor läuft und je kleiner die Periodenzahl ist; letzteres verteuert aber die Generatoren und Transformatoren. Für Drehstrombahnen eignen sich, abgesehen von Schnellbahnen, nur Periodenzahlen von 25 und weniger.

Der Leistungsfaktor der einphasigen Kommutatormotoren ist allgemein mindestens ebenso gut wie bei Drehstrom; er erreicht bei allen Typen 0,95, sofern man ebenfalls kleine Periodenzahlen von 15 bis 25 und kleinen Luftspalt, der größer als bei Drehstrom sein kann, verwendet und das Verhältnis Feld-AW zu Anker-AW sehr klein hält. Beim Reihenschlußmotor muß überdies das Ankerquerfeld weggedämpft, und die normale Umlaufzahl gleich dem $1^1/_2$fachen bis $2^1/_2$fachen Synchronismus gewählt werden. Beim Repulsionsmotor erreicht man durch Wahl eines passend großen Bürstenvorschubwinkels ein kleines Verhältnis der Ankerwindungen zu den Feldwindungen, alsoeinen großen $\cos\varphi$. Der kompensierte Motor hat bei Synchronismus $\cos\varphi = 1$; durch Einfügen eines Reihentransformators mit veränderlicher Windungszahl kann bei einer Reihe von Umlaufzahlen $\cos\varphi = 1$ werden; doch fällt er beiderseits rasch ab.

Der Leistungsfaktor bei geringer Last ist für Drehstrommotoren sehr klein, er kann leicht unter 0,5 sinken; dagegen beträgt er während der Anfahrperiode 0,75 bis 0,93. Bei Einphasen-Kommutatormotoren ist dagegen $\cos\varphi$ beim Anlauf sehr schlecht und steigt mit der Umlaufzahl, also mit abnehmendem Drehmoment.

Der Gleichstrom-Reihenmotor hat für gleiches Drehmoment beim Anfahren die geringsten Verluste im Motor selbst, da bei Stillstand die Eisenverluste null sind, während sie bei Drehstrom- und Einphasenmotoren gerade dann am größten sind. Günstig auf die Verringerung der Anfahrverluste des Gleichstrom-Reihenmotors wirkt auch die Tatsache, daß keine Phasenverschiebung vorhanden ist und das Drehmoment rascher wächst als der Strom. Die Folge der geringen Anfahrverluste ist eine kleinere Erwärmung des Gleichstrom-Reihenmotors bei oftmaligem Anfahren als bei allen andern Motorarten. Die in den einzelnen Motoren auftretenden Anfahrverluste sind vergleichsweise in der folgenden Zahlenreihe zusammengestellt, die für eine Stadtbahn mit kurzen Stationsentfernungen gilt:

Gleichstrom	Drehstrom				einphasiger	
	Widerstandschaltung	Dreieck-Sternschaltung	Kaskadenschaltung	Polumschaltung	Reihenmotor	kompensierter Motor
1	1,53	1,29	1,98	1,50	1,86	1,46

Für große Lokomotiven und für Motorwagen mit hoher Beschleunigung macht der Raummangel, der allerdings bei Drehstrom und besonders beim Primärmotor der Kaskadenschaltung früher eintritt als bei Gleichstrom, eine kräftige Kühlung besonders wünschenswert. Diese kann zunächst dadurch bewirkt werden, daß man den natürlichen Luftzug des Fahrzeuges durch Windfänge auf die mit Rippen versehene Motoroberfläche, auf die Transformatoren und auf den Anlasser lenkt, dann durch radiale Ankerkanäle, denen die Luft durch mit Gittern abgedeckte Oeffnungen an beiden Motorenden oben und unten seitlich zuströmt. Solche Oeffnungen nach außen sind wegen Schnee und Staub allerdings nicht immer zulässig.

Ohne viel Kosten zu verursachen, eignet sich die Abluft der Luftdruckbremse zur Kühlung. Der Druck der Kühlluft muß, damit das Oel nicht aus den Lagern abgesaugt wird, und aus andern naheliegenden Gründen klein sein. Auch Ventilatoren lassen sich unmittelbar auf die Motorachse setzen, obwohl sie meist zu viel Platz wegnehmen.

Um an Platz zu sparen, kann man die drei Schleifringe von Induktionsmotoren anstandslos außerhalb des Lokomotivrahmens montieren[1]), wie es auch Ganz & Comp. für die neuen Valtellina-Lokomotiven getan haben. Da die Motorhöhe, durch die namentlich der Ankerdurchmesser festgelegt wird, in der Regel beschränkt ist, so hat man bei Gleich- und Einphasenstrom die ausgeprägten Pole so zu legen, daß diese Höhe möglichst gering wird. Die zweipolige Anordnung mit seitlich liegenden Polen ist in dieser Hinsicht am günstigsten. Legt man die Motoren bei Lokomotiven ganz über das Wagengestell, so ist man in der Bemessung viel freier. Man beachte in dieser Hinsicht die Drehstromlokomotiven von C. E. Brown für die Burgdorf-Thun-Bahn, die Lokomotiven der Jungfraubahn und andre, ferner die neue Valtellina-Lokomotive von Ganz & Comp., sowie die Anordnung der General Electric Co. und der Lokomotivfabrik Schenectady, Fig. 10.

Damit große Beschleunigung und hohe Fahrgeschwindigkeit erzielt werden, kann es erforderlich werden, daß das Anzugmoment 3- bis 10 mal größer sein muß als das Drehmoment bei freier unbeschleunigter Fahrt. Um große Anzugmomente, wie sie bei Beschleunigungen über 0,5 m/sk in Frage kommen, von wirtschaftlich vorteilhafter Weise zu erzielen, eignet sich der Gleichstrom-Reihenmotor ausgezeichnet. Er erzeugt für Augenblicke anstandslos das 10- bis 15fache Moment, und zwar bei sehr sparsamem Stromverbrauch, z. B. das dreifache Moment mit dem $2^1/_2$fachen Strom. Es gibt wohl Drehstrominduktionsmotoren für Vollbahnzwecke, die bei geeignetem Rotorwiderstand mit 4- bis 5fachem Moment anfahren, aber die Beschleunigung beträgt doch nur 0,1 bis 0,3 m/sk und der Stromverbrauch bei dreifachem Moment ist etwa der $3^1/_2$fache. Ueberdies erkauft man ein großes Anzugmoment meist durch Vermehrung des Gewichtes und Verschlechterung der Betriebsverhältnisse (schlechter $\cos\varphi$ und geringer Wirkungsgrad bei freier Fahrt). Das gilt besonders für stark wechselnde Längsprofile.

Fig. 10.

Lokomotive der General Electric Co. und der Lokomotivfabrik Schenectady.

Motor I

Motor II

Der Einphasen-Kommutatormotor gleicht, sofern man nur den Reihen-, Repulsions- und kompensierten Motor in Betracht zieht, ziemlich dem Gleichstrommotor; wegen der Selbstinduktion des Motors und der durch starke Felder und Ströme bedingten Funkenbildung ist es allerdings nicht angängig, das Anzugmoment gleich hoch zu steigern. Auch bei den Einphasen-Kommutatormotoren ist das Anzugmoment bei ge-

[1]) Z. 1905 S. 350 u. f.

gebener Spannung das größtmögliche Moment, es ist praktisch etwa 4- bis 6 mal so groß wie das normale; es gibt nicht, wie bei Drehstrom, einen Abfallwert, bei dem der Motor außer Tritt fällt und, indem er einen großen wattlosen Strom aufnimmt, stehen bleibt. Trotzdem der Anfahrstrom des Einphasenmotors im wesentlichen wattlos ist ($\cos \varphi = 0{,}2$ bis $0{,}3$), beträgt doch der Stromverbrauch z. B. für das dreifache Moment **weniger** als das Dreifache des normalen Stromes, etwa das 2- bis $2^1/_2$ fache. Die Größe des Anzugmomentes und des Anfahrstromes läßt sich durch einen Transformator an den Motorklemmen oder an den Ankerklemmen beliebig verändern. Einphasenmotoren haben indes den Fehler, daß beim Anfahren mit hohem Drehmoment, z. B. auf Steigungen, wenn sich der Zug nur langsam in Bewegung setzt, in den unter den Bürsten kurzgeschlossenen Spulen übermäßige Ströme erzeugt werden, die den Motor ausbrennen können. Bei gleicher Größe und gleichem Stromverbrauch ist überdies das Drehmoment des Einphasenmotors nach früherem im Verhältnis 5 zu 7 kleiner als beim Gleichstrommotor, also auch kleiner als beim Drehstrommotor. Außerdem schwankt die Größe des Drehmomentes ebenso wie die zugeführte Leistung periodisch zwischen einem Maximum M_{max} und null bezw. einem Minimum M_0, und nur ein Mittelwert

$$M_{min} = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} M_{max} \sin^2 \alpha \, d\alpha = {}^1/_2 \, M_{max}$$

kommt zur Wirksamkeit. Das hat auf die Schleudergrenze einer Einphasenlokomotive einen ungünstigen Einfluß. Bei konstantem Drehmoment (Gleich- oder Drehstrom) tritt Schleudern ein, wenn die Zugkraft $Z_k =$ rd. $30\ G$ ist, wobei $G =$ Adhäsionsgewicht, beim Antrieb durch Einphasenstrom schon für $Z_w =$ rd. $15\ G$, unmittelbare Kupplung vorausgesetzt. Bei Zahnradantrieb kann man jedoch $Z_w = 24\ G$ setzen. Für gleiche Schleudergrenze muß der Einphasenwagen deswegen schwerer werden.

Das Anzugmoment des Gleichstrom-Reihenmotors ist nur vom Strom abhängig, während sich das des Drehstrom- und des Einphasenmotors etwa mit dem Quadrat der Spannung ändert. Sinkt also die Spannung auf $^3/_4$, so fällt das größte Anzugmoment dieser Motorformen auf etwa die Hälfte. Das kann beim gleichzeitigen Anfahren verschiedener Züge besonders auf Steigungen verhängnisvoll werden.

Wenn häufig angefahren wird, ist die **Wirtschaftlichkeit des Anfahrens** von ausschlaggebender Bedeutung, d. h. der gesamte Anfahrverlust, gemessen am Fahrdraht. Das Verhältnis aufgenommener Beschleunigungswirkungen $\left(m\,\frac{v^2}{2}\right)$ dividiert durch die zugeführte elektrische Leistung nennt man zweckmäßig den **Wirkungsgrad der Beschleunigung**. Bei Gleichstrom wird fast allgemein nach dem Reihenparallelsystem angefahren, und zwar entweder mit 2 oder 4 Motorgruppen. Dazwischen wird mit Widerständen geregelt. Die Widerstände der Gleichstrom-Reihenmotoren sind bei reiner Widerstandschaltung und besonders bei Reihenparallelschaltung viel kürzere Zeit eingeschaltet als bei Drehstrom mit Widerstand- oder Kaskadenschaltung, da man die Motoren auf der gebogenen Umlaufzahl-Charakteristik mit abnehmender Beschleunigung ohne Widerstand auslaufen läßt. Dadurch wird auch das Anfahren sehr wirtschaftlich. Induktionsmotoren läßt man zumeist mit Widerständen im Rotor an. Ganz & Comp. haben allerdings in sehr beachtenswerter Weise die Kaskadenschaltung zum Anlassen ausgebildet, während Brown, Boveri & Co. die Polumschaltung dafür entwickelt haben. Die Kommutatormotoren läßt man, um die Anfahrspannung zu verringern, fast allgemein mit Reguliertransformatoren im primären oder sekundären Kreis an, oder aber man besorgt das Anlassen ausschließlich durch Verstellen der Bürsten. Einen Vergleich der Anfahrverluste gibt die nachstehende Zahlentafel, die den Wirkungsgrad der Beschleunigung in vH für einen Hochbahnzug von 80 t darstellt.

Wirkungsgrad der Beschleunigung in vH.

Gleichstrom				Ward-Leonard-Schaltung (veränderliche Ankerspannung) einschl. Umformerverluste	Drehstrom				Einphasen-Kommutatormotoren mit Auslaufen	
reine Widerstandsschaltung ohne / mit Auslaufen auf der Charakteristik		Reihenparallelschaltung und Auslaufen auf der Charakteristik, Motorgruppen			Widerstandschaltung		Kaskadenschaltung	Polumschaltung	Anlaßtransformatoren	Reihenparallelschaltung
ohne	mit	2	4		rein	mit $^2/_3$ der Anlaßzeit				
43	65	75	78	70 bis 75	43	55	52 bis 65	55 bis 68	75 bis 80	65 bis 70

(Schluß folgt.)

Der Einfluß selbsttätiger und gesteuerter Einlaßventile auf Leistung und Verbrauch von Explosionsmotoren.

Von **K. Fehrmann**, Dipl.-Ing.

Bei vergleichenden Versuchen mit Spirituslokomobilen, die ich für die von der deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft im Jahr 1902 veranstaltete Hauptprüfung[1]) im Auftrage des Instituts für Gärungsgewerbe als dessen Beamter auszuführen hatte, bot sich Gelegenheit, das Verhalten gesteuerter und ungesteuerter Einlaßventile an verschiedenen Motoren näher zu beobachten und zu studieren. Die Aufmerksamkeit wurde anfänglich dadurch geweckt, daß 3 Lokomobilen, die ungesteuerte Einlaßventile besaßen, gegenüber 7 andern Motoren mit gesteuerten Einlaßventilen einen sehr hohen Spiritusverbrauch zeigten.

Schon eine aufmerksame Beobachtung der Motoren im Betriebe genügte, um zu erkennen, daß sich die gesteuerten Einlaßventile wesentlich ruhiger und präziser bewegten als die ungesteuerten; man konnte bei ersteren während des Ventilschlusses stets nur einen einfachen Schlag hören, während bei letzteren ein schnarrendes „Geräusch" vernehmbar war. Hierzu trat noch eine andre Wahrnehmung: Die Motoren mit selbsttätigen Einlaßventilen wurden durch Aussetzen des Auslaßventiles geregelt: es sollte demnach bei jedem Aussetzen das Einlaßventil geschlossen bleiben und beim Ansaugen nur durch das Auslaßventil verbranntes Gas in den Zylinder zurückströmen. Dies geschah indessen nicht, sondern es öffnete sich trotz des offenen Auslaßventiles auch sehr häufig das Einlaßventil, wenn auch in geringerem Maße als bei einer Arbeitsperiode. Auch dies war deutlich mit Auge und Ohr wahrzunehmen.

Es lag ferner die Vermutung nahe, daß sich die Einlaßventile auch beim Ansaugen und Komprimieren während der Arbeitsperioden nicht ganz richtig öffneten und schlossen, daß namentlich beim Schließen eine Verzögerung eintrat, welche auf die Leistungsfähigkeit der Motoren und auch auf den Verbrauch von Einfluß sein mußte. Zur näheren Untersuchung dieser Verhältnisse wurden an den drei in Frage kommenden Lokomobilen die Erhebungen der Einlaßventile im Betrieb mittels des Indikators aufgenommen, und zwar in folgender Weise: Der Indikator, aus welchem Kol-

[1]) Ausführlicher Bericht hierüber von E. Meyer in Z. 1903 S. 513, 600, 632 und 669.

ben und Belastungsfeder entfernt waren, wurde so am Zylinderkopf befestigt, daß ohne Schwierigkeit eine starr mit dem Einlaßventil verbundene dünne Stange durch den Deckel des Indikators hindurch geführt und mit der Schreibstiftführung verschraubt werden konnte; die Bewegung des Ventiles mußte demnach unmittelbar auf den Schreibstift übertragen werden; die Papierscheibe wurde in der üblichen Weise durch eine Schnur von der Kurbelwelle aus bewegt.

Mit dieser Vorrichtung erhielt man das in Fig. 1 dargestellte Diagramm Nr. 1 an einer Lokomobile der Maschinenbauanstalt vorm. Ph. Swiderski in Leipzig. Der Verlauf der Kurven ist durch einen Pfeil angegeben. Die oberen Kurven stellen die Ventilbewegung während eines Ansaugehubes, die unteren diejenige während eines Aussetzers dar.

Fig. 1.

Diagramm Nr. 1. Ungesteuertes Einlaßventil von Ph. Swiderski. (Ventilerhebungen während des Betriebes aufgenommen.)

1 2

Richtung des Kolbenweges beim Ansaugen

Aus den ersteren geht hervor, daß das Ventil sich nicht sofort beim Ansaugen des Kolbens, sondern erst hinter dem Totpunkt 1 öffnet, und daß es sich erst schließt, nachdem die Kurbel den Totpunkt 2 nach dem Ansaugen durchlaufen hat. Die Kurven fallen außerdem nicht zusammen, ein Beweis, daß die Ventilbewegung innerhalb bestimmter Grenzen veränderlich ist. Eine Erklärung für die Unregelmäßigkeit ist leicht darin zu finden, daß infolge der Aussetzerregelung die Ungleichförmigkeit der Maschine verhältnismäßig groß ist und damit auch die Kolbengeschwindigkeit für die verschiedenen Arbeitsperioden innerhalb bestimmter Grenzen schwankt, und zwar ist die Geschwindigkeit unmittelbar nach einem oder mehreren Aussetzern kleiner als nach den Arbeitsperioden. Da mit der veränderlichen Kolbengeschwindigkeit aber gleichzeitig die Höhe des beim Ansaugen entstehenden Vakuums im Zylinder schwankt und davon wieder die Ventilbewegung abhängig ist, so wird auch diese ungleichmäßig sein müssen. Die normale Umlaufzahl des Motors betrug etwa 230 i. d. Min.

Durch den verspäteten Schluß des Einlaßventiles muß nun die Leistungsfähigkeit des Motors ungünstig beeinflußt werden; denn es wird bei beginnender Kompression ein Teil des vom Kolben angesaugten Luft- und Brennstoffgemisches aus dem Zylinder durch das Einlaßventil wieder entweichen und dadurch die Energiemenge, welche durch Verbrennung in Arbeit umgewandelt werden soll, für jede Arbeitsperiode verkleinert.

Es wird daher bei Motoren mit selbsttätigen Einlaßventilen die spezifische Leistung im allgemeinen kleiner ausfallen als bei Maschinen mit gesteuerten Ventilen, wenn man nicht den konstruktiven Nachteil durch Verwendung stark karburierter Gemische auszugleichen sucht, wie es in einzelnen Fällen bei der erwähnten Hauptprüfung auch tatsächlich geschehen ist. Der Fehler wird indessen dadurch nicht aufgehoben, da die zu reichlich karburierten Gemische wieder eine ungünstige Ausnutzung des Brennstoffes ergeben und demnach die größere Leistung durch Unwirtschaftlichkeit des Betriebes erkauft werden muß. Das selbsttätige Einlaßventil verringert also durch den verspäteten Schluß nach Beendigung des Ansaugehubes an sich entweder die Leistung des Motors oder die Güte der Brennstoffausnutzung.

Letztere wird noch durch einen weiteren Umstand ungünstig beeinflußt. Die unteren Erhebungskurven im Diagramm 1 zeigen, daß sich das Einlaßventil bei einem Aussetzer gleichfalls, und zwar um etwa $^1/_4$ bis $^1/_3$ seines vollen Hubes, öffnete. (Es wurde beobachtet, daß dies bei der untersuchten Lokomobile fast regelmäßig bei jedem Aussetzer geschah.) Während also die beim Auspuff abgeführten verbrannten Gase durch das geöffnete Auslaßventil wieder in den Zylinder zurückgesaugt wurden, trat durch das geöffnete Einlaßventil gleichzeitig unverbranntes Gemisch von Luft und Spiritus ein, das dann bei dem folgenden Auspuffhube durch das Auslaßventil ins Freie entwich, ohne zur Arbeitsleistung verwendet zu sein. Eine Entzündung dieses Gemisches durch die gleichmäßig weiter arbeitende Zündvorrichtung trat nicht ein, hätte auch auf die Arbeitsleistung des Motors keinen Einfluß gehabt, da ja das Auslaßventil offen war und keine nennenswerte Druckerhöhung und Einwirkung auf den Arbeitskolben stattfinden konnte.

Dieses Verhalten des Einlaßventils während der Aussetzerperioden beeinflußt ebenfalls den Brennstoffverbrauch des Motors in ungünstigem Sinne, da ein Teil des Brennstoffes, ohne zur Arbeitsleistung herangezogen zu werden, den Zylinder durchströmt. Der Nachteil muß sich um so mehr fühlbar machen, je größer die Zahl der Aussetzer im Vergleich zu den Arbeitshüben ist, also bei den kleineren Belastungen.

Ein gleiches Verhalten des Einlaßventils in bezug auf verspätetes Schließen und auf Oeffnen während der Aussetzer wurde an einer Lokomobile der Motorenfabrik Oberursel bei Frankfurt a/M. beobachtet; nur öffnete sich das Einlaßventil bei diesem Motor während der Aussetzer nicht mit derselben Regelmäßigkeit wie bei der Lokomobile von Swiderski.

Eine dritte Lokomobile von Gebr. Körting in Hannover, die gleichfalls zur näheren Untersuchung herangezogen wurde, wich hinsichtlich der Bauart des Einlaßventiles von den oben genannten Maschinen insofern ab, als die Feder, die das Einlaßventil gegen einen Sitz drückte, an einem beweglichen Arm aufgehängt war. Dieser Arm wurde von der Steuerwelle abwärtsgedrückt, sobald frisches Gemisch angesaugt werden sollte, während er bei einem Aussetzer in Ruhe blieb. Im ersteren Falle wurde also die Feder beim Ansaugen etwas entlastet und nachher wieder gespannt; in diesem Zustand blieb sie dann auch während der Aussetzer. Vermutlich wollte man mit Hülfe dieser Anordnung die Anwendung einer stärkeren Feder ermöglichen und dadurch wieder einen schnelleren Ventilschluß erzielen, ohne das Oeffnen des Ventiles beim Ansaugen zu erschweren.

Da es möglich war, die Umlaufzahlen dieser Maschine in weiteren Grenzen leicht zu ändern, so benutzte man die Gelegenheit, die Ventildiagramme auch für verschiedene Umlaufzahlen aufzunehmen. Diese Diagramme sind für $n = 120$ bis 304 i. d. Min. in Fig. 2 bis 4 wiedergegeben. Man

Fig. 2 bis 4.

Diagramme Nr. 2 bis 4.

Ungesteuertes Einlaßventil von Gebr. Körting mit veränderlicher Federbelastung. (Ventilerhebungen während des Betriebes aufgenommen.)

120 Uml./min

240 Uml./min

304 Uml./min

sieht, daß die veränderliche Belastung der Ventilfeder keinen Vorzug gegenüber den gänzlich ungesteuerten Ventilen von Swiderski und Oberursel besitzt, ja daß das Ventil sich bei allen Umlaufzahlen noch später schloß. Daß das Ventil sich selbsttätig öffnete, konnte bei der geringen Umlaufzahl

von 120 i. d. Min. nicht nachgewiesen werden, wohl aber bei $n = 240$ und in verstärktem Maße bei $n = 304$. Diese Umlaufzahl entsprach ungefähr den normalen Betriebsverhältnissen. Die Maschine arbeitete bei den Versuchen mit $n =$ 307 bis 320 i. d. Min. Der Ventilschluß ist hier erst beendet, nachdem der Kolben bei der Kompression mehr als die Hälfte seines Hubes zurückgelegt hat. Somit strömt das angesaugte Gemisch in hohem Maße wieder durch das Einlaßventil zurück.

Man erkennt aus den Diagrammen ferner, daß sich das Ventil bei höheren Umlaufzahlen später als bei niedrigeren schließt; der Ventilhub ist im ersteren Fall größer als im letzteren und ebenso auch die beschleunigende Kraft der Ventilfeder im Totpunkt bei geöffnetem Ventil. Demnach wirkt die stärkere Spannung der Feder auf einen schnelleren Schluß des Ventiles hin, während gleichzeitig eine schnellere Bewegung des Kolbens stattfindet, die im Verhältnis zur Kolbenstellung einen späteren Ventilschluß zur Folge hatte. Die Leistung des Motors für eine Arbeitsperiode muß also mit zunehmender Umlaufzahl schon aus diesem Grunde kleiner werden, weil die Menge des angesaugten Gemisches für jeden Ansaugehub abnimmt. Bei weiterer Steigerung der Umlaufzahl kann dieser Rückgang in der Leistung der einzelnen Arbeitsperiode so groß werden, daß eine Zunahme der Gesamtleistung des Motors infolge höherer Umlaufzahl überhaupt nicht mehr eintritt, wie man das an schnellaufenden Fahrzeugmotoren nachweisen kann. Die größere Länge des Diagrammes für $n = 304$ ist auf die Dehnung der Indikatorschnur zur Bewegung der Papiertrommel infolge der erhöhten Beschleunigungskräfte zurückzuführen.

Auch an dem Motor von Swiderski konnte festgestellt werden, daß sich bei höheren Umlaufzahlen das Einlaßventil später nach dem Ansaugen schließt als bei geringerer Umlaufzahl. Einen Beleg hierfür bieten die Diagramme Nr. 5 und 6, Fig. 5 und 6. Ersteres wurde bei Leerlauf mit $n \infty 240$ i. d. Min. aufgenommen, letzteres bei voller Belastung mit $n \infty 220$; genau wurden die Umlaufzahlen hier indessen nicht festgestellt.

Fig. 5 und 6.

Diagramme Nr. 5 und 6.

Leerlauf bei rd. 240 Uml./min (Swiderski).

Leerlauf bei rd. 220 Uml./min (Swiderski).

Hat das verspätete Schließen des Einlaßventiles unzweifelhaft eine nachteilige Wirkung auf die spezifische Leistung eines Motors, so kann dadurch auch gleichzeitig, ohne daß mit zu stark karburierten Gemischen gearbeitet wird, die Brennstoffausnutzung verschlechtert werden. Das ist dann der Fall, wenn derjenige Teil der frischen Ladung, welcher bei Beginn der Kompression durch das Einlaßventil zurückströmt, ins Freie entweichen kann, wenn z. B. die Oeffnung des Luftrohres so nahe am Vergaser oder Mischventil liegt, daß das zurücktretende Gasgemisch in den Einströmkanälen nicht Platz findet, sondern sich durch die Zugangöffnung für die Luft seinen Ausweg sucht.

Die geschilderten Uebelstände waren bei den Motoren mit gesteuerten Einlaßventilen nicht vorhanden. Die Ventile dieser Maschinen wurden durch sehr starke Federn gegen ihren Sitz gedrückt und durch Hebelübersetzung von der Steuerwelle aus mittels Nocken beim Ansaugen geöffnet. Es wurde niemals bemerkt, daß ein Einlaßventil unabhängig von dieser Steuerwirkung durch die Saugwirkung des Kolbens selbsttätig eine Bewegung ausführte, es folgte vielmehr nur dem Einfluß der Winkelhebel, deren Bewegung in bezug auf den Kolbenhub durch die Form und Lage des Nockens auf der Steuerwelle gegeben war.

Die Erhebungen derartig gesteuerter Einlaßventile von Lokomobilen der Gasmotorenfabrik Deutz und der Motorenfabrik Marienfelde sind in den Diagrammen 7 und 8, Fig. 7 und 8, wiedergegeben. Die Verschiedenheit in den Oeffnungskurven

Fig. 7 und 8.

Diagramme Nr. 7 und 8.

Ventilerhebungen, bei langsamer Drehung der Kurbel entnommen.

Gesteuertes Einlaßventil der Gasmotorenfabrik Deutz.

Gesteuertes Einlaßventil der Motorenfabrik Marienfelde.

des Diagrammes Nr. 7 gibt zugleich die Regulierungsweise der Deutzer Lokomobile wieder, auf deren Steuerwelle ein verschiebbarer schräger Nocken sitzt, unter dessen Einwirkung bei abnehmender Belastung der Hub des Einlaßventiles verringert und das Oeffnen verzögert wird, während sich das Ventil stets im Totpunkte schließt. Allerdings wurden die Kurven nicht bei den normalen Umlaufzahlen dieser Maschinen von $n = 280$ bezw. $n = 200$ entnommen, sondern bei langsamer Drehung der Kurbelwelle mit der Hand. Die Aufnahme während des Betriebes hätte besondere Vorkehrungen erfordert, die aus Mangel an Zeit nicht getroffen werden konnten; außerdem glaubte ich die genaue Bewegung der Ventile im Betriebe mit bloßem Auge hinreichend sicher zu erkennen, so daß ich von einer näheren Untersuchung Abstand nahm. Später wurde indessen an einem Körting-Motor mit derartig gesteuertem Einlaßventil auch im Betrieb bei der normalen Umlaufzahl von $n = 220$ und auch bei langsamer Drehung des Motors die Bewegung des Einlaßventiles aufgenommen. Beide Diagramme Nr. 9 und 10, Fig. 9 und 10, decken sich fast vollständig. Bei Nr. 10 ist allerdings die Hublänge etwas verzerrt, doch ist dies lediglich auf die Dehnung der Indikatorschnur zurückzuführen und hat mit der Ventilbewegung selbst nichts zu tun. Wesentlich ist, daß das Ventil auch im Betriebe stets ebenso wie bei langsamer Drehung schon, bevor der Totpunkt 2 erreicht wird, geschlossen ist und keine Verzögerung erfährt. Eine Schar von 10 Kurven erscheint mit ganz unbedeutenden Abweichungen als eine einzige Linie. Das Ueberschreiten der Nullinie am Totpunkt 2 ist auf eine geringe Federung in den Verbindungsteilen zwischen Ventil und Indikatorschreibstift der Versuchseinrichtung zurückzuführen, hervorgerufen durch den Schlag des Ventiles beim Herunterfallen auf den Sitz.

Die oben geschilderten Nachteile selbsttätiger Einlaßventile in bezug auf Leistung und Brennstoffverbrauch der Motoren traten bei den weiteren Messungen tatsächlich in auffallender Weise zutage. Der schon angeführte Bericht

Fig. 9 und 10.

Diagramme Nr. 9 und 10. Gesteuertes Einlaßventil von Gebr. Körting.

Ventilerhebung bei langsamer Drehung der Kurbel.

Ventilerhebung bei 220 Uml./min.
(Innerhalb der gezeichneten Linien liegen Kurven für 10 Erhebungen).

von E. Meyer enthält eine Zahlentafel [1]), die zunächst über die spezifischen Leistungen der einzelnen Motoren Aufschluß gibt und daher hier wiedergegeben werden soll (s. Zahlentafel 1).

Motor klar hervor. Einen ähnlichen Vergleich kann man zwischen dem Körting-Motor und dem kleinen Motor von Dresden anstellen; dieser zeigt trotz des ärmeren Gemisches ein größeres p_e als jener. Schließlich möchte ich noch darauf hinweisen, daß die Motoren von Deutz und die beiden von Marienfelde trotz ihrer ärmeren Ladung ein höheres p_e erreichten als die Motoren von Körting, Oberursel und Swiderski, mit Ausnahme des $p_e = 5{,}28$ bei Körting, das allerdings nur durch die sehr reiche Spiritusmenge $s_e = 0{,}1035$ erreicht werden konnte.

Natürlich hängt die spezifische Leistung nicht allein von der Arbeitsweise der Einlaßventile ab, immerhin aber scheint mir ein Zusammenhang zwischen beiden durch die obigen Ausführungen hinreichend begründet zu sein.

Auch was die ungünstige Einwirkung der mangelhaften Arbeitsweise selbsttätiger Einlaßventile auf den Brennstoffverbrauch anlangt, werden die obigen Ausführungen durch vorgenommene Messungen bestätigt; und zwar zeigen die Motoren von Oberursel, Körting und Swiderski einen erheblich höheren Brennstoffverbrauch als die andern Motoren mit gesteuerten Einlaßventilen.

Ich benutze zum Vergleich wieder eine Zusammenstellung von E. Meyer aus der schon genannten Arbeit [1]) (s. Zahlentafel 2). Hier sind die Verbrauchzahlen für 1 PS_e-st auf den gleichen Kompressionsgrad $\varepsilon = 8$ umgerechnet, so daß ein unmittelbarer Vergleich zwischen den einzelnen Motoren möglich ist. Nur in einem Falle hat eine Maschine, und zwar der große Motor Dresden, ein gleich ungünstiges Ergebnis von 462 g für 1 PS_e-st wie die Maschinen von Oberursel, Körting und Swiderski; doch ist das hier auf die sehr starke Karburierung des Gemisches, die eine ungünstige Ver-

Zahlentafel 1.

	Deutz	Dürr	Körting	großer Motor Marienfelde	kleiner Motor Marienfelde	großer Motor Dresden	kleiner Motor Dresden	Oberursel	Swiderski	Ullrich & Hinrichs
Hubvolumen . . . . ltr	10,39	20,87	4,72	19,64	6,86	12,57	8,14	13,27	21,21	19,87
größte Leistung . . . . PS_e	16,80	22,44 (22,16)	7,39 (7,36)	19,77	8,01	14,14 (13,99)	9,11	15,51	17,05	22,98
Zahl der Ansauger a	138,4	131,5 (133)	133,6 (148)	95,5	109,6	81,3 (90)	79	115,2	90	99,1
mittlerer nutzbarer Kolbendruck p_e . kg/qcm	5,26	3,68 (3,59)	5,28 (4,74)	4,74	4,80	6,23 (5,56)	6,38	4,56	4,02	5,26
stündlicher Spiritusverbrauch S_e . . . g	6130	8610 (8240)	3906 (3460)	6950	3283	7120 (6320)	4220	7400	9210	9550
auf 1 ltr Ansaugevolumen eingespritzte Spiritusmenge s_l . . . . »	0,0711	0,0523 (0,0495)	0,1035 (0,0826)	0,0618	0,0729	0,1161 (0,933)	0,1092	0,0808	0,0805	0,0810

Zahlentafel 2.

	Deutz	Dürr	Körting	großer Motor Marienfelde	kleiner Motor Marienfelde	großer Motor Dresden	kleiner Motor Dresden	Oberursel	Swiderski	Ullrich & Hinrichs
Kompressionsgrad	8,90	6,68	8,12	10,26	9,40	6,26	6,28	7,39	5,19	7,91
größte Leistung . . . . PS_e	16,80	22,44	7,39	19,77	8,01	14,14	9,11	15,51	17,05	22,98
Spiritusverbrauch bei größter Belastung für 1 PS_e-st . g	365	384 (372)	529 (471)	352	410	504 (451)	463	478	541	417
Verbrauch für 1 PS_e-st, bezogen auf $\varepsilon = 8$ . . . . »	377	361 (350)	531 (472)	378	430	462 (412)	424	463	458	414

Die in Betracht kommenden Motoren von Oberursel und Swiderski sowie auch der von Körting, dessen Einlaßventil allerdings nicht ganz selbsttätig genannt werden kann, aber hinsichtlich seines Verhaltens im Betriebe den ersteren sehr nahe kommt, haben gegenüber den andern Maschinen mit gesteuerten Einlaßventilen den bei weitem niedrigsten mittleren Druck p_e, also auch die geringste spezifische Leistung. Der Motor von Dürr kann nicht in Vergleich gezogen werden, weil er mit einem überaus armen Gasgemisch arbeitete und daher ein kleines p_e aufweisen mußte. Vergleicht man dagegen die Motoren von Oberursel und Swiderski mit dem von Ullrich & Hinrichs, welche drei etwa mit gleich starker Ladung arbeiteten, so tritt der hohe Wert von p_e beim letzten

brennung ergeben mußte, zurückzuführen, wie aus der ersten Zahlentafel ersichtlich ist. Der Körting-Motor zeigt dagegen bei einer derartig starken Ladung den erheblich höheren Verbrauch von 531 g. Die andern Umstände, die auf die günstige Ausnutzung des Brennstoffes Einfluß haben, wie eine gute Mischung zwischen Brennstoff und Luft, eine kräftige Zündung und vollständige Verbrennung des Gemisches usw., kommen natürlich ebenfalls in den Verbrauchzahlen zum Ausdruck und bedingen gewisse Abweichungen der Werte; trotzdem aber erscheinen mir die Zahlen für die drei Maschinen mit ungesteuerten Einlaßventilen übereinstimmend so ungünstig, daß ich den Grund dafür auf die mangelhafte Arbeitsweise der Ventile zurückführen möchte,

[1]) Z. 1903 S. 604.

[1]) Z. 1903 S. 600.

zumal diese Motoren in Bauart und Ausführung den andern Maschinen gegenüber keine andern Nachteile hatten, mit denen ihre auffallend schlechten Ergebnisse begründet werden könnten.

Es bedarf wohl keiner besondern Erwähnung, daß die vorliegenden Untersuchungen nicht nur zur Beurteilung von Spiritusmotoren, sondern ganz allgemein auch von Explosionsmotoren ähnlicher Bauart beitragen können.

Die zulässige Anstrengung eines Materials bei Belastung nach mehreren Richtungen.

Von **H. Wehage.**

Die Beurteilung der Anstrengung eines Körpers bietet keine Schwierigkeiten, wenn er nur auf Zug oder Druck, auf Biegung oder Drehung beansprucht wird, oder allgemein, wenn nur Normalspannungen oder nur Schubspannungen zu berücksichtigen sind. Die zahlreichen Untersuchungen derartiger Beanspruchungen mit allen für die Technik wichtigen Stoffen geben hierzu hinreichenden Anhalt. Zwar treten bei einer Inanspruchnahme eines stabförmigen Körpers auf Biegung außer den Zug- und Druckspannungen auch gleichzeitig immer Schubspannungen in den Querschnitten auf, wenn die Belastung, wie es in der Regel der Fall ist, durch Querkräfte bewirkt wird. Diese Schubspannungen sind jedoch in den äußeren Fasern, dort, wo die Normalspannungen ihren größten Wert haben, gleich null, während in der neutralen Schicht, wo die Schubspannungen am größten (aber fast immer erheblich kleiner als die Normalspannungen der äußeren Schichten) sind, die Biegungsspannungen den Wert null haben. Es wird daher in diesem Fall immer zulässig sein, die Schubspannungen ganz unberücksichtigt zu lassen.

Wie jedoch die Anstrengung eines Körpers zu bewerten sei, wenn diese einfachen Fälle nicht vorliegen, wie z. B. die Anstrengung plattenförmiger Körper, die Anstrengung von Gefäßwänden zu beurteilen sei, ist bisher noch nicht klargestellt worden. Allgemein ist der Spannungszustand in einem Punkt eines beliebig belasteten Körpers vollständig bestimmt durch das sogenannte Spannungsellipsoid, das man erhält, wenn man durch den betreffenden Punkt alle möglichen Ebenen gelegt und zu jeder die Spannung in jenem Punkte bestimmt denkt. Die Endpunkte aller Spannungen liegen auf einem Ellipsoid, dem Spannungsellipsoid für diesen Punkt[1]).

Jede dieser Spannungen ist im allgemeinen gegen die zugehörige Ebene geneigt, zerfällt also in eine Normalspannung und eine Schubspannung. Nur in den drei zueinander senkrechten Hauptebenen des Ellipsoids treten reine Normalspannungen auf, die durch die drei Halbachsen des Ellipsoids dargestellt sind und die Hauptspannungen des betreffenden Punktes heißen. Durch diese drei Hauptspannungen ist in jedem Falle das Spannungsellipsoid, also der Spannungszustand in dem betreffenden Punkte, vollkommen bestimmt, und es sind demnach immer nur Größe, Richtung und Richtungssinn dieser drei Hauptspannungen zu ermitteln, um den Spannungszustand in jenem Punkte festzulegen. Damit ist aber die Frage: Wie ist die Anstrengung des Materials nach diesem Spannungsellipsoid zu bewerten; wie groß ist die Sicherheit gegen eine bleibende Formänderung oder gegen einen Bruch an der betreffenden Stelle? durchaus noch nicht beantwortet.

Offenbar wird es nicht genügen, wie es früher geschah und zuweilen auch heute noch geschieht, immer einfach die größte der drei Hauptspannungen gleich der größten zulässigen Zug- oder Druckspannung zu setzen, wie sie bei einer Inanspruchnahme auf Zug oder Druck oder auf Biegung benutzt wird; denn die beiden andern Hauptspannungen, deren jede gleichfalls sowohl Zug- als auch Druckspannung und nahezu so groß wie die größte Hauptspannung sein kann, werden sicherlich einen Einfluß auf die Inanspruchnahme des Materials haben.

Da schließlich die Formänderung eines belasteten Körpers als das Wesentlichste für die in Rede stehende Frage erscheint, als dasjenige, was über gewisse Grenzen nicht hinausgehen darf, so wurde nach dem Vorschlage Poncelets die größte in einem Punkte auftretende positive oder negative Dehnung als Maß für die Anstrengung des Körpers in diesem Punkte festgesetzt, indem man das Produkt $E\varepsilon$ aus dieser größten Dehnung ε und dem Elastizitätsmodul E oder den Quotienten $\frac{\varepsilon}{\alpha}$ aus ε und dem Dehnungskoeffizienten α (nach Bach) gleich der zulässigen Zug- oder Druckspannung des betreffenden Materials setzte. Diese Größe $E\varepsilon$ oder $\frac{\varepsilon}{\alpha}$ stellt eine gedachte Spannung vor, die, wenn sie allein in der Richtung der größten Dehnung vorhanden wäre, derselben Dehnung entsprechen würde.

Doch auch diese Ponceletsche Beurteilung der Anstrengung eines Körpers, die seit längerer Zeit allgemein eingeführt ist und sich auch in den besten Werken über Festigkeitslehre vertreten findet, erscheint unhaltbar, wie bereits wiederholt dargelegt ist[1]). Ebenso wenig wie es gleichgültig sein kann, ob neben einer größten Spannung in irgend einer Richtung noch in dazu senkrechten Richtungen Zug- oder Druckspannungen vorhanden sind oder nicht, ebenso wenig kann es gleichgültig sein, ob neben einer größten Dehnung nach irgend einer Richtung noch in dazu senkrechten Richtungen Dehnungen oder Zusammendrückungen, deren Absolutwert ja jener größten (positiven oder negativen) Dehnung beliebig nahe liegen kann, vorhanden sind oder nicht. Es würde hiernach z. B. die Inanspruchnahme eines Körpers, der nach einer Richtung durch einen Zug gedehnt ist, vermindert werden, wenn zu jenem Zug noch Zugkräfte in der Querrichtung hinzuträten, da diese ja eine Verkürzung in der ersten Richtung bewirken. Würden Längskraft und Querkraft in richtigem Verhältnis zueinander gehalten, so könnten beide gleichzeitig verstärkt werden, ohne die größte Dehnung zu ändern, ohne also — nach der herrschenden Annahme — die Anstrengung des Materials zu vergrößern. Alles das erscheint aber nicht glaubhaft. Wenn dem Streben der inneren Kräfte, bei einer Dehnung in der Längsrichtung die Teilchen in der Querrichtung enger aneinander zu drängen, durch Querkräfte entgegengewirkt wird, also die Zusammenziehung in der Querrichtung teilweise oder ganz verhindert oder gar noch eine Dehnung in der Querrichtung hervorgerufen wird, so kann hierdurch die Anstrengung des Materials nicht vermindert, sie muß vielmehr vergrößert werden; denn das Material wird dabei mehr gelockert als sonst.

Zur Stützung der Ponceletschen Theorie wird namentlich geltend gemacht, daß Zerreißversuche mit Stäben, die mit einer Eindrehung nach Fig. 1 versehen waren, eine größere Bruchlast ergeben haben als zylindrische Stäbe, deren Querschnitt gleich dem kleinsten Querschnitt AA_1 des eingedrehten Stabes war. Man erklärt dies in der Weise, daß bei dem Stabe Fig. 1 auf den verdünnten Teil dadurch, daß die angrenzenden zylindrischen Teile die Zusammenziehung in der Querrichtung verhinderten, Querkräfte einwirkten, welche eine günstigere Beanspruchung ergaben, als wenn, wie bei einem zylindrischen Stabe, nur ein Zug in der Längsrichtung vorhanden ist.

Bei näherer Untersuchung sprechen aber gerade diese Versuchsergebnisse gegen die Ponceletsche Theorie. Die Anstrengung eines Stabes Fig. 1 im Querschnitt AA_1 ist eine eigenartige, die mit der Anstrengung eines vollzylindrischen Stabes nicht ohne weiteres verglichen werden kann. Jedenfalls können in den Punkten des Querschnittes AA_1 nur Normalspannungen senkrecht zum Querschnitt auftreten, aber

[1]) Vergl. z. B. Grashof: Theorie der Elastizität und Festigkeit mit Bezug auf ihre Anwendung in der Technik. Berlin 1878, S. 9.

[1]) Vergl. u. a. Mohr: Welche Umstände bedingen die Elastizitätsgrenze und den Bruch eines Materials, Z. 1900 S. 1524.

keine Querspannungen in den zum Querschnitt senkrechten Ebenen. Die angenommenen Querkräfte sind also im engsten Querschnitt AA_1 nicht vorhanden. Die seitliche bleibende Zusammenziehung kann natürlich im Querschnitt AA_1 nicht in gleicher Weise erfolgen wie bei einem nicht eingedrehten Stabe, denn diese Zusammenziehung ist eine Folge des Auseinanderziehens der kleinsten Gefügeteile, wodurch die bleibende Verlängerung entsteht. Dieser Vorgang findet aber immer auf einer gewissen Strecke, nicht in einem einzelnen Querschnitt allein statt. Unter solchen Umständen ist es natürlich nicht statthaft, die auf den ursprünglichen Querschnitt bezogenen Bruchspannungen von eingedrehten und nicht eingedrehten Stäben miteinander zu vergleichen. Bezieht man aber die Spannungen auf den Bruchquerschnitt, so ergeben die Versuche für den eingedrehten Stab kleinere Bruchspannungen. So lieferten z. B. die Versuche von Kirkaldy für die um 51,00 bezw. 49,23 vH verminderten Bruchquerschnitte zylindrischer Eisenstäbe 9300 und 9690 kg/qcm, während ein nach Fig. 1 eingedrehter Stab aus demselben Eisen nur 6980 kg/qcm ergab. Noch deutlicher tritt diese ungünstige Wirkung einer Verhinderung der Querzusammenziehung hervor, wenn die Eindrehungen nach Fig. 2 oder 3 vorgenommen sind. In den Endquerschnitten AA_1 und BB_1 des zylindrisch eingeschnürten Stabes, Fig. 2, sowie in dem kleinsten Querschnitt AA_1 des scharf eingedrehten Stabes, Fig. 3,

Fig. 1 bis 3.

sind bei der Zugbelastung radiale Querspannungen anzunehmen, und für diese Querschnitte hat sich immer eine erheblich kleinere Bruchspannung (auf den Bruchquerschnitt bezogen), ergeben als für vollzylindrische Stäbe. Diese Versuchsergebnisse sind also viel mehr geeignet, die Haltlosigkeit der Ponceletschen Theorie darzutun, als sie zu stützen, wenigstens soweit eine Belastung durch Zug nach zu einander senkrechten Richtungen in Betracht kommt.

Befriedigender ist die von Prof. Mohr a. a. O. aufgestellte Theorie. Mohr geht von der gewiß zutreffenden Ansicht aus, daß die Schubspannungen in den inneren Gleit- und Bruchflächen von wesentlichem Einfluß auf die Anstrengung des Materials sind. Sie sollen aber nicht allein, sondern in Verbindung mit den Normalspannungen jener Flächen als maßgebende Größen gelten. Mohr stellt hiernach den Satz auf, daß die Schubspannung in einer Gleitfläche an der Elastizitätsgrenze oder an der Bruchgrenze immer einen von der Normalspannung und der Materialbeschaffenheit abhängigen größten Wert erreiche. Doch auch gegen diese Theorie lassen sich Bedenken nicht unterdrücken.

Indem hierbei nur die Gesamtspannung in einer durch den betrachteten Punkt gehenden Ebene berücksichtigt ist, wird der Einfluß der Normalspannungen in den durch denselben Punkt gehenden, zu jener senkrechten Ebenen von vornherein vernachlässigt. Es kann sich aber bei einer bestimmten Normalspannung in der gedachten Ebene doch eine andre Schubspannung für den Grenzfall ergeben, je nachdem z. B. in der durch Normal- und Schubspannung gelegten Ebene, also senkrecht zu jenen Spannungen, größere oder kleinere Zug- oder Druckspannungen vorhanden sind. Aus dieser Vernachlässigung entspringt dann die bedenkliche Folgerung, daß die mittlere der drei Hauptspannungen ganz ohne Einfluß auf die Anstrengung des Materials sei und jede in einem Punkte sich bildende Gleit- oder Bruchfläche durch die Richtung der mittleren Hauptspannung hindurchgehe, während die Lage dieser Gleitflächen in jedem Punkte doch hauptsächlich von dem Gefüge des Materials abhängen wird. In der Technik hat, soviel bekannt, die Mohrsche Theorie noch wenig Berücksichtigung gefunden.

Eine Lösung der Frage nach der Anstrengung eines Materials zu finden, welche für alle möglichen Fälle gilt, scheint zurzeit überhaupt unmöglich zu sein, da die vorliegenden Versuchsergebnisse noch keine ausreichenden Anhaltspunkte hierzu liefern. Doch dürfte wenigstens für den folgenden Sonderfall, der sich an das oben Besprochene anschließt, schon eine Entscheidung zu treffen sein.

In vielen in der Technik zu behandelnden Aufgaben, welche nicht den eingangs erwähnten einfachen Inanspruchnahmen entsprechen, ist wenigstens eine der drei Hauptspannungen gleich null oder so klein, daß ihr Einfluß bedeutungslos sein muß, so daß man also von dieser absehen kann und das Spannungsellipsoid zu einer Ellipse zusammenschrumpft. Man hat es dann nur mit Spannungen in einer Ebene zu tun, deren Lage für jeden Punkt in der Regel gegeben ist. Im folgenden soll die Untersuchung weiterhin auf den Fall beschränkt werden, daß die größte der verbleibenden beiden Hauptspannungen eine Zugspannung ist, während die andre entweder auch eine Zugspannung oder eine Druckspannung sein kann.

1) Beide Hauptspannungen sind Zugspannungen.

Es mögen für diesen Fall die verschiedenen Theorien in folgender Weise miteinander verglichen werden. In einem rechtwinkligen Achsensystem werde die Kurve verzeichnet, deren Koordinaten die zusammengehörigen Werte der beiden Hauptspannungen σ_1 und σ_2 bilden, welche einem Grenzfalle, z. B. der Elastizitätsgrenze oder der Bruchgrenze oder allgemein gleichwertigen Anstrengungen nach den verschiedenen Theorien entsprechen. Die Richtungen der beiden Spannungen σ_1 und σ_2 seien mit 1 und 2 bezeichnet.

Nach der Theorie von Poncelet, nach der die größte in einem Punkt auftretende Dehnung das Maß der Anstrengung bildet, ergibt sich folgendes: Es werde ein Körper, der zunächst isotrop vorausgesetzt

Fig. 4.

Fig. 5.

sei, vorerst nur in der Richtung 1, Fig. 4, gezogen, so daß nur die eine Hauptspannung σ_1 vorhanden, in der Richtung 2 aber die Spannung null ist. Der Körper wird in der Richtung 1 ausgedehnt, in der Richtung 2 zusammengezogen. Die größte Dehnung ε_k, die einer bestimmten Anstrengung entspricht, werde bei einer Spannung k, Fig. 5, erreicht. Ist nun aber auch in der Richtung 2 gleichzeitig eine kleine Spannung σ_2' vorhanden, so wird dieselbe Dehnung ε_k in der Richtung 1 erst bei einer Spannung σ_1' erreicht werden, die etwas größer als k ist, da ja die Spannung σ_2' eine Zusammenziehung in der Richtung 1 zur Folge hat. Gleichzeitig tritt in der Richtung 2 eine der Spannung σ_2' zukommende Dehnung auf, welche die von σ_1' herrührende Schrumpfung teilweise oder ganz tilgt. Läßt man dann σ_2' allmählich wachsen, so ergeben sich immer größere Werte von σ_1', wenn man in Richtung 1 immer dieselbe Dehnung ε_k erhalten will. Die Dehnung in der Richtung 2 nimmt dabei fortdauernd zu, kommt aber nicht in Betracht, so lange sie kleiner als die Dehnung in der Richtung 1 ist. Schließlich wird bei einer Spannung σ_2^0, zu welcher eine gleich große Spannung σ_1^0 gehört, die Dehnung in beiden

Richtungen $= \varepsilon_k$ geworden sein. Auf diese Weise ergibt sich die Kurve AC als die Kurve gleicher Dehnungen nach der Richtung 1 (also gleicher Anstrengungen) für Werte von σ_1 zwischen k und $\sigma_1{}^0$ und von σ_2 zwischen 0 und $\sigma_2{}^0$. Ebenso kann man auch von der Spannung k in der Richtung 2 ausgehen und die Spannung in der Richtung 1 allmählich von 0 an wachsen lassen. Man erhält dann als Kurve gleicher Dehnungen ε_k nach Richtung 2 die Kurve BC, die mit AC in C zusammentreffen muß. Diesem Punkte C kommen die größten Spannungen nach **beiden** Richtungen zu. Wird die Spannung in einer Richtung kleiner, so ist sie auch in der andern Richtung kleiner zu nehmen. Für jeden Wert von σ_1 zwischen k und $\sigma_1{}^0$ ergeben sich zwei verschiedene Werte von σ_2, welche dieselbe Dehnung ε_k liefern, nämlich ein Wert σ_2', bei welchem die größte Dehnung in der Richtung 1 auftritt, und ein Wert σ_2'', bei dem sie in der Richtung 2 auftritt. Ist das Material nicht isotrop, so wird eine gleiche Untersuchung die Figur 6 ergeben. Im wesentlichen aber

Fig. 6.

wird sich an der Darstellung nichts ändern. Derartige Kurven müssen sich also auch für die Elastizitäts- und für die Bruchgrenze ergeben.

Nach der Theorie von Mohr würden die Kurven gleichwertiger Anstrengung sich durch zwei Geraden nach Fig. 7 darstellen, wobei von vornherein ein verschiedenes Verhalten des Materials nach den beiden Richtungen 1 und 2 vorausgesetzt ist. Da nämlich bei einer Inanspruchnahme durch Zug nach zwei zueinander senkrechten Richtungen

Fig. 7.

die kleinste der drei Hauptspannungen = 0 ist und die mittlere Spannung nicht in Betracht kommt, so trifft in diesem Falle die Mohrsche Theorie mit der Annahme zusammen, daß die größte in einem Punkt auftretende Spannung als Maß der Anstrengung zu gelten hat. Bei einer größten, einem Grenzfall entsprechenden Spannung k_1 in der Richtung 1 könnte gleichzeitig in der andern Richtung 2 eine beliebige zwischen 0 und k_2 liegende Spannung vorhanden sein, ohne daß die Anstrengung geändert würde. Ebenso könnte bei einer größten Spannung k_2 in der Richtung 2 gleichzeitig in der Richtung 1 eine Spannung vorhanden sein, die zwischen 0 und k_1 liegt.

Um Aufschluß über die Bewertung der Anstrengung bei der in Rede stehenden Zugbelastung nach zwei zueinander senkrechten Richtungen zu erhalten, habe ich schon vor längerer Zeit Zerreißversuche mit Papierkreuzen angestellt[1]), wobei das mittlere quadratische Feld unmittelbar nach zwei zueinander senkrechten Richtungen durch Zug belastet wurde. Bei diesen Versuchen ergab sich das, was bereits oben als das Natürlichste und Glaubhafteste hingestellt worden ist. Die spezifische Bruchspannung für die Richtung 1 fiel um so **kleiner** aus — im Gegensatz zur geltenden Ponceletschen Theorie —, je größer die in der Richtung 2 gleichzeitig vorhandene Zugspannung war, und umgekehrt. Sie wurde am größten, wenn die Spannung nach Richtung 2 gleich null war, und wurde = 0, wenn letztere gleich der Bruchspannung für diese Richtung war. Die dem Bruch entsprechende Anstrengungskurve wird ziemlich genau durch eine Viertelellipse dargestellt, Fig. 8. Ihre Halbachsen entsprechen den Bruchspannungen bei einfacher Inanspruchnahme nach nur einer Richtung. Sind diese für beide Richtungen gleich, so wird die Ellipse zum Kreise. Durch diese Versuche ist — zunächst allerdings nur für Papier — unwiderleglich bewiesen, daß **die Festigkeit eines auf Zug**

Fig. 8.

beanspruchten Körpers durch einen (geringeren) Querzug nicht verstärkt, sondern verschwächt wird und es erscheint nicht glaubhaft, daß andere Stoffe sich in dieser Hinsicht wesentlich anders verhalten sollten. Zieht man alles in Betracht, was sowohl gegen die Ponceletsche wie gegen die Mohrsche Theorie spricht, vergleicht man die Kurven gleicher Anstrengung in Fig. 6, 7 und 8 miteinander und berücksichtigt man, daß Unstetigkeiten, wie sie diese Kurven in Fig. 6 und 7 zeigen, in der Natur sonst nicht vorkommen, so wird man in der Tat zu der Ansicht gedrängt werden, daß das Ergebnis der erwähnten Papierzerreißversuche in der Hauptsache auch für andre Stoffe gilt. Die Annahme, daß es auch für den in der Technik wichtigsten Stoff, das Eisen, gilt, steht sehr schön im Einklang mit der aus andern Versuchen des Verfassers[1]) gezogenen Folgerung, daß im Falle der Beanspruchung einer Flußeisenplatte durch Zug nach zwei zueinander senkrechten Richtungen die Dehnung sowohl an der Elastizitätsgrenze wie an der Bruchgrenze nach jeder Richtung erheblich kleiner ist als bei einem einfachen Zug. Nach der Ponceletschen Theorie müßte sie in beiden Fällen gleich groß sein.

Läßt man hiernach die Annahme gelten, daß bei den in der Technik verwendeten Stoffen, für welche Festigkeitsberechnungen überhaupt in Betracht kommen, bei einem Zug nach zwei zueinander senkrechten Richtungen die Kurve der zulässigen Anstrengung nach Fig. 8 durch eine Viertelellipse dargestellt wird, deren Halbachsen die zulässigen Spannungen $\mathfrak{S}_1$ und $\mathfrak{S}_2$ nach beiden Richtungen im Falle eines einfachen Zuges sind, so ist immer

$$\left(\frac{\sigma_1}{\mathfrak{S}_1}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\mathfrak{S}_2}\right)^2 = 1$$

zu setzen, wenn σ_1 und σ_2 die beiden aus der Belastung sich ergebenden Hauptspannungen sind. Wenn das Material isotrop, also $\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S}_2 = \mathfrak{S}$ ist, so wird

$$\sigma_1{}^2 + \sigma_2{}^2 = \mathfrak{S}^2;$$

es ist also dann $\sqrt{\sigma_1{}^2 + \sigma_2{}^2}$ gleich der zulässigen Zugspannung $\mathfrak{S}$ des Materials zu nehmen.

Hiermit ergeben sich z. B. für die Berechnung von Gefäßwänden Formeln, die von den üblichen, auf Grund der Ponceletschen Theorie aufgestellten etwas abweichen.

[1]) Vergl. Z. 1890 S. 312.

[1]) Vergl. Mitteilungen aus den Königl. Technischen Versuchsanstalten 1888 S. 89.

Hat eine dünnwandige Hohlkugel aus isotropem Material mit dem Radius r und der Wanddicke δ einen inneren Ueberdruck von p at (= kg/qcm) auszuhalten, so ergibt sich bekanntlich in jedem Punkte der Wand nach jeder tangentialen Richtung eine Zugspannung $= {}^1/_2 \frac{pr}{\delta}$; es ist also

$$\sigma_1 = \sigma_2 = {}^1/_2 \frac{pr}{\delta}$$

und

$$\sqrt{\left({}^1/_2 \frac{pr}{\delta}\right)^2 + \left({}^1/_2 \frac{pr}{\delta}\right)^2} = \mathfrak{S},$$

mithin

$$0{,}714 \frac{pr}{\delta} = \mathfrak{S}$$

oder annähernd

$$\delta = 0{,}7 \frac{pr}{\mathfrak{S}}$$

$$\left(\text{statt der üblichen Formel } \delta = 0{,}5 \frac{pr}{\mathfrak{S}}\right).$$

Für ein zylindrisches Rohr oder Gefäß erhält man bei gleichen Bezeichnungen (von etwaigen Biegungsspannungen und dergl. abgesehen) eine größte Hauptspannung in zum Querschnitt tangentialer Richtung:

$$\sigma_1 = \frac{pr}{\delta},$$

während die zweite Hauptspannung in axialer Richtung halb so groß wird:

$$\sigma_2 = {}^1/_2 \frac{pr}{\delta}.$$

Im Fall isotropen Materials würde also zu setzen sein:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\left(\frac{pr}{\delta}\right)^2 + \left({}^1/_2 \frac{pr}{\delta}\right)^2} = \mathfrak{S}$$

oder

$$1{,}12 \frac{pr}{\delta} = \mathfrak{S},$$

mithin

$$\delta = 1{,}12 \frac{pr}{\mathfrak{S}}$$

$$\left(\text{übliche Formel } \delta = \frac{pr}{\mathfrak{S}}\right).$$

Wäre das Material nicht isotrop, so erhielte man:

$$\left(\frac{\frac{pr}{\delta}}{\mathfrak{S}_1}\right)^2 + \left(\frac{{}^1/_2 \frac{pr}{\delta}}{\mathfrak{S}_2}\right)^2 = 1$$

und hieraus

$$\delta = pr \sqrt{\frac{1}{\mathfrak{S}_1^2} + \frac{1}{4\,\mathfrak{S}_2^2}},$$

unter $\mathfrak{S}_1$ und $\mathfrak{S}_2$ die zulässigen Spannungen nach tangentialer und axialer Richtung verstanden.

2) Die größte Hauptspannung ist eine Zugspannung, die andre eine Druckspannung.

Wird durch einen Zug in der Querrichtung die durch einen Zug in der Längsrichtung bewirkte Anstrengung vergrößert, so liegt die Annahme nahe, daß durch einen Druck in der Querrichtung jene Anstrengung vermindert wird. Dieser Annahme scheint auch z. B. das Verhalten eines Drahtes beim Ziehen durch ein Zieheisen zur Verminderung der Dicke zu entsprechen. Infolge des im Zieheisen auf den Draht in der Querrichtung ausgeübten Druckes läßt dieser eine erheblich größere Verlängerung zu, als wenn er frei gezogen wird. Hier wirken die Querkräfte in derselben Richtung wie die inneren Kräfte, die bei der Dehnung des Drahtes eine Querschrumpfung erstreben. Der Querdruck verhindert die Lockerung des Materials, während der Querzug die Lockerung begünstigt.

Es erscheint daher nicht gerechtfertigt, dem Querdruck einen ungünstigen Einfluß zuzuschreiben, wie es die Ponceletsche Theorie verlangt, sondern nach dem Gesagten eher einen günstigen. Die wenigen bekannt gewordenen Versuche, welche in dieser Richtung angestellt, und die nicht ganz einwandfrei sind, geben über die Frage keinen befriedigenden Aufschluß. Nach ihnen scheint ein Druck in der Querrichtung keinen erheblichen Einfluß auf die Anstrengung durch einen Zug in der Längsrichtung zu haben. Bis sichere, brauchbare Versuchsergebnisse vorliegen, dürfte es daher wohl angebracht sein, den — wahrscheinlich günstigen — Einfluß des Querdruckes, d. h. diesen selbst zu vernachlässigen, immer unter der Voraussetzung, daß der Absolutwert dieses Querdruckes kleiner ist als der Längszug.

Hiernach würde z. B. bei der Berechnung dickwandiger zylindrischer Rohre und Gefäße, die einem innern Ueberdruck ausgesetzt sind, die radiale Druckspannung zu vernachlässigen sein. Ist also ein Zug in axialer Richtung nicht vorhanden, so würde nur die Tangentialspannung, die an der Innenfläche der Wand am größten ist, in Betracht kommen und gleich der größten zulässigen Zugspannung zu setzen sein. Damit ergeben sich einfachere Formeln als nach der Ponceletschen Theorie. Bezeichnet man den innern Radius mit r_i, den äußern mit r_a, den innern Ueberdruck wieder mit p, so ist die Tangentialspannung an der Innenfläche, wie bekannt,

$$\sigma_1 = \frac{p}{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^2} \left[\left(\frac{r_i}{r_a}\right)^2 + 1\right].$$

Diese, gleich der zulässigen Zugspannung $\mathfrak{S}$ gesetzt, liefert:

$$\frac{r_i}{r_a} = \sqrt{\frac{\mathfrak{S} - p}{\mathfrak{S} + p}}.$$

Träte auch in axialer Richtung eine Zugspannung σ_2 auf, so würde man wieder wie oben

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \text{der zulässigen Spannung } \mathfrak{S}$$

zu setzen haben, wenn das Material annähernd isotrop ist, im andern Falle

$$\left(\frac{\sigma_1}{\mathfrak{S}_1}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\mathfrak{S}_2}\right)^2 = 1.$$

In allen obigen Beispielen ist immer die Lage der Spannungsellipse ohne weiteres gegeben, indem man leicht erkennt, daß die größte Spannung (die immer als Zugspannung angenommen wurde) eine reine Normalspannung ist, also die große Achse der Spannungsellipse bildet. Wenn aber in den Querschnitten eines stabförmigen Körpers außer Zugspannungen σ auch Schubspannungen τ auftreten, so sind sowohl die Hauptspannungen als auch ihre Richtungen selbst noch zu bestimmen, während die Ebene der Spannungsellipse in jedem Punkte des Querschnittes durch die Ebene von σ und τ gegeben ist. Die Größe der Hauptspannungen p_1 und p_2 ergibt sich aus den Formeln

$$p_1 = {}^1/_2\,\sigma + \sqrt{({}^1/_2\,\sigma)^2 + \tau^2}$$

und

$$p_2 = {}^1/_2\,\sigma - \sqrt{({}^1/_2\,\sigma)^2 + \tau^2},$$

wobei Zugspannungen positiv, Druckspannungen negativ gerechnet sind. p_1 ist daher immer Zugspannung und größer als σ, p_2 dagegen immer Druckspannung und, absolut genommen, kleiner als p_1. Die Winkel α_1 und α_2, welche diese Spannungen mit der Querschnittsebene bilden, sind bestimmt durch

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\tau}{p_1} \text{ und } \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\tau}{p_2}.$$

Läßt man auch hier die Annahme gelten, daß der Querdruck p_2 vernachlässigt werden kann, so würde immer nur p_1 nach obiger Formel aus σ und τ zu berechnen und gleich der zulässigen Zugspannung zu setzen sein.

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod,** Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 960)

B) Die Güterzuglokomotiven.

An Güterzuglokomotiven waren im ganzen 15 Stück, und zwar sämtlich von den Vereinigten Staaten, ausgestellt. Von diesen 15 Lokomotiven gehört eine der $^{3}/_{3}$-gekuppelten Rangiertype mit Schlepptender an, drei der Mogul-Type (2-6-0), von denen nur zwei für amerikanische Bahnen, die dritte für das Ausland (Japan) gebaut ist, neun der Consolidation-Type (2-8-0), eine der Decapod-Type (2-10-2) und eine der Mallet-Type (6-6).

Wie schon die Zahlen der einzelnen Klassen zeigen, ist die Mogul-Type mehr und mehr im Verschwinden begriffen, da ihre Leistung den heutigen Anforderungen des Güterzugdienstes nicht mehr gewachsen ist. Das Bestreben der Amerikaner geht dahin, möglichst große und schwere Güterzüge mit einer Lokomotive möglichst lange Strecken durchfahren zu lassen und dabei aus der Lokomotive wie aus dem Lokomotivpersonal herauszuholen, was nur möglich ist. Diesen Anforderungen genügt unter gewöhnlichen Streckenverhältnissen die Consolidation-Type vollständig, da die fünf Achsen einen Kessel zulassen, der auch für die schwersten durchfahrenden Güterzüge ausreichende Heizfläche ergibt. Diese Lokomotiven ziehen Güterzüge von 3000 bis 3500 t Gewicht bei gutem Wetter mit Sicherheit und halten dabei eine Geschwindigkeit von 35 bis 40 km/st in der Wagerechten.

Nur für Gebirgstrecken, namentlich dort, wo viel Schiebedienst erforderlich ist, reicht die Consolidation-Typ nicht mehr aus. Es war bislang üblich, vor derartigen Strecken die schweren Güterzüge zu unterteilen, mit Schiebelokomotiven hinaufzubringen und jenseits des Berges wieder zusammenzusetzen. Ein derartiger Betrieb kostet viel Zeit und verursacht große Ausgaben.

Die Atchison, Topeka and Santa Fé R. R. war auch hier die erste, die mit diesem unwirtschaftlichen Betrieb auf ihren zahlreichen Gebirgstrecken zuerst brach und zur Decapod- und Mastodon-Type für schweren Schiebedienst überging. Sie gab vor zwei Jahren die ersten $^{5}/_{6}$-gekuppelten Güterzuglokomotiven mit Vierzylinder-Tandem-Verbundanordnung in Auftrag und bestellte im vorigen Jahr, als sich herausstellte, daß der Kessel für die Maschinenleistung zu klein war, 70 Stück $^{5}/_{7}$-gekuppelte Güterzuglokomotiven, von denen eine im Verkehrsgebäude ausgestellt war.

Eine noch leistungsfähigere Lokomotive für dieselben Zwecke hat die American Locomotive Co. in ihren Werken in Schenectady nach den Entwürfen von Francis Cole für die Baltimore and Ohio R. R. gebaut. Diese Lokomotive besitzt nach der Mallet-Bauart zwei Paare von je drei Treibachsen; die in verschiedenen Rahmen untergebracht und von zwei Dampfmaschinen getrennt angetrieben werden.

Die Hauptabmessungen dieser Lokomotiven sind in Zahlentafel I (Z. 1904 S. 1598) gegeben. Hier genügt es, Werte wie

6,72 qm für die Rostfläche (bei bituminöser Weichkohle),
518,4 » » » Heizfläche,
16,5 at » den Dampfdruck,
25,33 t » » Achsdruck

herauszugreifen, um zu dem Schlusse zu kommen, daß derartige Abmessungen wohl kaum mehr einen wirtschaftlichen Betrieb gewährleisten können.

In erster Linie ist auch der tüchtigste Heizer auf die Dauer mehrerer Stunden nicht imstande, eine Rostfläche von 6,72 qm gleichmäßig zu beschicken. Die Folge davon ist, daß kalte Luft in größeren Mengen durch den Rost in die Feuerbüchse eingeführt wird, die durchschnittliche Temperatur der Heizgase sinkt und der Kohlenverbrauch in demselben Maße steigt, wie die Verdampfung abnimmt.

Ein weiterer Nachteil der ungleichen Beschickung der Rostfläche besteht darin, daß kalte Luft eindringt, so daß die Nähte der Feuerbüchsbleche und die Umbörtelungen der Siederöhren Neigung zum Undichtwerden und Lecken zeigen und die Stehbolzen häufig reißen. Diese Uebelstände werden noch durch den sehr hohen Dampfdruck von 16,5 at vermehrt, der schon an und für sich eine starke Beanspruchung der Feuerbüchswände zur Folge hat.

Abhülfe könnte hier nur ein zweiter Heizer schaffen. Berücksichtigt man aber, daß trotzdem eine rasche Abnutzung der Feuerbüchse namentlich auch infolge der zur Anwendung gelangenden hohen Dampfspannungen (15,8 bezw. 16,5 at) nicht zu vermeiden ist, ein häufiger Besuch der Lokomotive in der Werkstatt demnach zu erwarten steht, so ist für den Bau derartiger Ungetüme kaum ein stichhaltiger Grund anzugeben und die Verwendung zweier, dafür kleinerer Lokomotiven von mäßigen und erprobten Abmessungen sowohl hinsichtlich der Anschaffungs-, wie auch der Betriebskosten vollauf gerechtfertigt.

Ueber die Versuche einiger amerikanischer Eisenbahngesellschaften, für große Rostflächen die Beschickung von Menschenhand durch selbsttätige Beschickung zu ersetzen, soll später gesprochen werden.

Noch sei eines Nachteiles der breiten, seitlich weit über den Rahmen hinausragenden Feuerbüchsen Erwähnung getan, nämlich der ungenügenden Ausbildung des Aschkastens und als Folge davon einer nicht genügend gleichmäßigen Luftzufuhr. Die Aschkasten sind naturgemäß bei den breiten Feuerbüchsen sehr stark eingezogen. Des weiteren ist, wie auch bei der Einzelbeschreibung der Personen- und Schnellzuglokomotiven wiederholt erwähnt worden ist, die Ausbildung des Aschkastens durch die unter der Feuerbüchse meistens vorhandene Laufachse noch weiter eingeengt.

Bewegliche Aschklappen sind zwar an den neueren Lokomotiven gewöhnlich vorhanden, ihr Querschnitt ist aber für die große Rostfläche in der Regel nicht ausreichend. Deshalb findet man die Seitenwände der Aschkasten auch heute noch vielfach ausgeschnitten und mit Drahtgittern verkleidet (um das Auswerfen von Funken zu verhüten). Bei sehr großen Rostflächen reichen aber auch diese Mittel für eine gleichmäßige Luftzufuhr nicht aus, und man findet deshalb öfter kleine längliche Klappen zu beiden Seiten der Feuerbüchse zwischen Bodenring und oberem Rand des Aschkastens angebracht, durch welche die erforderliche Luft der Rostfläche zugeführt wird, und die meistens unmittelbar von Hand, nur bei der $^{6}/_{6}$-gekuppelten Mallet-Lokomotive durch Hebel vom Führerstand aus, bewegt werden; s. Fig. 286.

Fig. 286.

Luft

Achsdrücke von 25,33 t, wie sie die Mallet-Lokomotive aufweist, sind bei dem unrichtigen Arbeiten des beweglichen Rahmens dieser Bauart von zerstörendem Einfluß auf die Gleisanlage.

Im übrigen schwanken die Achsdrücke der ausgestellten Güterzuglokomotiven zwischen 19 und 22 t — mit Ausnahme der Mallet-Lokomotive —, sind also durchschnittlich geringer als bei den Personenzuglokomotiven. Der Treibraddurchmesser ist größer als derjenige der preußischen Güterzuglokomotiven und wechselt von 1425 mm bis 1600 mm.

Die Anordnung einer Treibachse unter der Feuerkiste bei der Mehrzahl der Güterzuglokomotiven bedingt bei breiten Feuerbüchsen, daß der Rost hoch über diese Achse ge-

Fig. 288 bis 292. $^3/_3$-gekuppelte Verschiebelokomotive

legt wird. Erst vor der Achse kann der Rost heruntergezogen werden, um die erforderliche Tiefe der Feuerbüchse und genügenden Raum für die Unterbringung der großen Zahl Siederöhren zu erhalten, Fig. 287.

Fig. 287.

Nur selten trifft man schmale Feuerbüchsen, die zwischen den Rädern der hintersten Treibachse gelagert sind und demgemäß genügende Tiefe erhalten können.

Die Kesseldurchmesser sind im Mittel größer als bei den Personenzuglokomotiven und betragen bei nicht weniger als vier Ausstellungslokomotiven über 2000 mm. Trotzdem sind die Achsdrücke infolge der kleineren Raddurchmesser und Radabstände geringer.

Die Kesselheizfläche schwankt sogar bei Lokomotiven gleicher Bauart gewaltig, so z. B. bei der Consolidation-Type zwischen 255 qm und 363 qm. Im allgemeinen aber läßt sich sagen, daß infolge der großen Zylinderabmessungen sowohl der Verdampfungsfaktor wie auch der Gütefaktor der Heizfläche ungünstigere Werte zeigt als derjenige der Personen- und Schnellzuglokomotiven. Der Gütefaktor des Entwurfes ist im Durchschnitt ebenso günstig wie bei der andern Lokomotivgattung.

Das Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche ist bei den Güterzuglokomotiven besser, mit Ausnahme weniger Maschinen (Nr. 30, 31 und 32), bei denen sich die Werte zwischen 80 und 82 bewegen. Derartig ungünstige Verhältnisse erfordern sehr lebhafte Verbrennung auf dem Rost (700 kg Kohle auf 1 qm Rostfläche und mehr) und ergeben dementsprechend schlechte Verdampfung. Wegen des schon oben erwähnten Durchreißens von Kohlenteilen ist der Kohlenverbrauch hoch.

Für die Dampfmaschinen der Güterzuglokomotiven kommt fast ausnahmslos nur Zwillingsanordnung in Betracht, trotzdem gerade bei den Verhältnissen in Amerika, wo die Güterzüge große Strecken ohne Aufenthalt durchfahren, die Verbundmaschine recht gut am Platze wäre. Von den neun ausgestellten $^4/_5$-gekuppelten Lokomotiven der Consolidation-Type ist nur eine mit Verbundwirkung ausgerüstet. Ein Grund, weshalb diese Anordnung bei Güterzuglokomotiven erheblich schwieriger durchzuführen ist als bei den Personen- und Schnellzugmaschinen, liegt allerdings in den großen Zugkräften, die bei Zweizylinder-Verbundlokomotiven sehr erhebliche Durchmesser für den Niederdruckzylinder erfordern. So hat die einzige Zweizylinder-Verbundlokomotive der Norfolk and Western R. R. für eine größte Zugkraft von 18 t einen Durchmesser des Niederdruckzylinders von 890 mm. Dieser Durchmesser ist so groß, daß die Zylinderbekleidung an der äußersten Stelle abgeflacht werden mußte, um innerhalb des vorgeschriebenen lichten Profiles zu bleiben, das übrigens, wie früher schon erwähnt, in den Vereinigten Staaten von Amerika größer ist als auf unserm Festlande.

Soll bei größeren Zugkräften die Verbundwirkung durchgeführt werden, so bleibt nichts andres übrig, als zu der Vierzylinder-Verbundmaschine zu schreiten, wie dies bei der Güterzuglokomotive der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R. geschehen ist.

Die durch das Sattelstück bedingte Lagerung der ersten Treibachse neben der Geradführung für den Kreuzkopf bedingt bei der Consolidation-Type, daß bei dem geringen Abstand der Treibachsen — der seinerseits wieder durch das große Kesselgewicht gefordert wird — die Pleuelstange an der dritten Kuppelachse angreift, da der Angriff an der zweiten Kuppelachse wegen der Kürze der Stange zu große Kreuzkopfdrücke ergeben würde. Da aber anderseits der Durchmesser der Treibachsen verhältnismäßig groß ist, so erhält die Pleuelstange bei der genannten Type durchweg eine Länge von mehr als 3 m; die Triebwerkmassen und die Gegengewichte in den Treibrädern werden demzufolge groß.

Mit Ausnahme der Anheuser-Busch-Verschiebelokomotive (Nr. 18) und der $^6/_6$-gekuppelten Mallet-Lokomotive (Nr. 32) sind sämtliche ausgestellten Güterzugmaschinen mit dem einachsigen Deichselgestell am vorderen Ende ausgerüstet.

Um die $^4/_5$-gekuppelten Güterzuglokomotiven kurvenbeweglich zu machen, sind bei einer Reihe von Lokomotiven die Spurkränze an einer oder an mehreren Treibachsen fortgelassen. Bei der Mehrzahl der Baldwin-Lokomotiven haben sämtliche vier Treibachsen Spurkränze erhalten. Dort, wo eine Treibachse ohne Laufkranz ausgeführt ist, wechselt diese Anordnung zwischen der zweiten und der dritten Treibachse; nur bei einer Ausstellungslokomotive, der $^4/_5$-gekuppelten Güterzuglokomotive der Norfolk and Western R. R. (Nr. 24), haben die beiden mittleren Treibachsen keinen Spurkranz. Sogar die $^5/_7$-gekuppelte Lokomotive der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R. hat nur eine Treibachse ohne Laufkranz. Mit der Fortlassung des Spurkranzes allein ist natürlich für die Kurvenbeweglichkeit noch nichts getan; die Treibachsen haben vielmehr wie auch bei denjenigen Lokomotiven, wo sämtliche Treibachsen mit Spurkränzen versehen sind, zwischen Achsnabe und Lagerseitenflächen seitlichen Spielraum, und ebenso die Stangenlagerschalen und Kurbelzapfen. Einwandfrei ist natürlich eine derartige Kurvenbeweglichkeit nicht,

ler Anheuser-Busch-Brauerei, St. Louis.

da sowohl die Rückstellkraft als auch die für eine zwanglose Einstellung in der Kurve erforderliche Drehbarkeit um die Achsmitte fehlt.

Die niedrigen, dicht nebeneinander gelagerten Treibräder mit ihren großen Gegengewichten, sowie die zwischen oder dicht über dem Rahmen gelagerten Tragfedern und Ausgleichhebel machen die zwischen dem Rahmen angebrachten Teile, namentlich Steuerung und Bremse, jeder Besichtigung und Ueberwachung von außen so gut wie unzugänglich. Mit dem so oft hervorgehobenen Vorteil des Barrenrahmens bezüglich der leichten Zugänglichkeit der innen liegenden Steuerung ist es also in Wirklichkeit nichts.

Zum Schluß sei noch hervorgehoben, daß sich unter den ausgestellten Güterzuglokomotiven auch eine für die Verfeuerung von kleinstückiger Anthrazitkohle mit großer Rostfläche von 8,33 qm und der typischen Trennung des Führerstandes vom Heizerstand befand.

Nach diesen allgemeinen Bemerkungen soll zur Einzelbeschreibung der Güterzuglokomotiven übergegangen werden.

18) $^{3}/_{3}$-gekuppelte Verschiebelokomotive der Anheuser-Busch-Brauerei, St. Louis.

Diese Lokomotive ist in den Brooks-Werken der American Locomotive Co. erbaut; ihre Hauptabmessungen sind aus Fig. 288 bis 292 zu entnehmen.

Für das Laienauge stach diese Lokomotive durch ihren äußerlichen Aufputz von den übrigen Ausstellungslokomotiven sehr angenehm ab, da an Silber, Nickel, sowie Gold- und Silberbronze für den Ueberzug der Röhren, Kessel- und Führerstandsapparate nicht gespart war. Weniger vorteilhaft nahm sie sich für den Sachverständigen aus.

Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an und besteht aus der Feuerbüchse, zwei Langkesselschüssen und der Rauchkammer. Die direkte Heizfläche der Feuerbüchse ist im Verhältnis zur Größe der indirekten Heizfläche recht klein. Die Rostfläche ist für amerikanische Verhältnisse klein (2,6 qm), der Rost kann aber bequem beschickt werden. Das Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche ist 82,7, somit außergewöhnlich groß, am ungünstigsten unter allen Ausstellungslokomotiven. Die stündliche Verbrennung ist demgemäß groß und die stündliche Verdampfung gering.

Die Feuerbüchse ragt seitlich über den Rahmen hinaus, der Aschkasten muß also entsprechend eingezogen werden. Er ist vollständig geschlossen, besitzt jedoch am Boden zwei Schieber, die zur Aschenentleerung mittels gemeinsamer Hebelübertragung nach oben bewegt werden, Fig. 288. Die Schieber können nur während des Stillstandes der Lokomotive von unten aus geöffnet werden, aber nicht während der Fahrt vom Führerstand aus. Die Luft wird der Rostfläche durch seitliche Spaltöffnungen zwischen dem Bodenring der Feuerkiste und der Oberkante des Aschkastens zugeführt, und zwar auf die ganze Länge der Rostfläche.

Infolge der hohen stündlichen Verbrennung und der großen hierzu erforderlichen Luftmenge wird das Feuer auf den beiden Langseiten der Rostfläche stark durchbrennen, in der Mitte dagegen Neigung zum Verschlacken zeigen.

Die Seitenwände und die Decke des Feuerbüchsmantels sowohl wie der inneren Feuerkiste bestehen aus einem Blech. Die Seitenwände des Feuerbüchsmantels sind nahezu lotrecht, diejenigen der inneren Feuerbüchse nur wenig geneigt. Auch die Feuerbüchsrückwände sind im Verhältnis zu der üblichen Bauart sehr wenig schräg gestellt. Die Decken sind durch radial gerichtete Stehbolzen verankert. Die Feuerkiste ist vollständig mit Blech verkleidet, so daß undicht gewordene Stehbolzen im Betriebe nicht ermittelt werden können. Das Feuerloch ist breit, aber nicht hoch, so daß die Feuerbüchse durch den Aschkasten befahren werden muß.

Der Rahmen besteht aus Stahlguß und ist in einem Stück gegossen. Vorderes und hinteres Rahmenende sind plattenförmig ausgezogen und dementsprechend in der Breite verringert. Die Querversteifung des Rahmens ist verhältnismäßig gut, indem außer den üblichen Versteifungen durch die Endbohlen, das Sattelstück und den Querträger vor der Feuerbüchsvorderwand bei dieser Maschine noch ein Querträger zwischen der vorderen Treibachswelle und dem Querblech für den Anschluß der Kreuzkopf-Geradführung eingefügt ist. Zwischen den beiden hinteren Treibachsen ist auf dem oberen Barrenstück zwischen zwei Kesselstützblechen noch eine kräftige gußeiserne Platte als Querversteifung angebracht. Der gußeiserne Zugkasten ist übertrieben schwer.

Zur Unterstützung des Kessels durch den Rahmen dienen fünf Stützbleche, und zwar drei für den Langkessel und zwei für die Feuerbüchse. Die Bleche sind im Vergleich zu ihrer Höhe sehr schwach; ihre Dicke schwankt zwischen 9,5 und 15,9 mm.

Die Achsen sind sehr ungünstig unter der Lokomotive angeordnet, da die beiden Enden des Rahmens im Verhältnis zum Radstand unzulässig weit überhängen. Dies gilt namentlich vom hinteren Ende, das von der Treibachsmitte aus bis zum Bufferende gemessen um 3556 mm überhängt, während der Gesamtradstand nur 3429 mm beträgt. Diese schlechte Anordnung wird bedingt durch die Begrenzung des Radstandes am vorderen Ende durch das Sattelstück und am hinteren Ende durch die breite Feuerbüchse. Der kurze Radstand war außerdem durch die engen Kurven im Hofe

Fig. 294 bis 298. ³/₄-gekuppelte Güterzuglokomotive

der Anheuser-Busch-Brauerei vorgeschrieben. Um ein Zwängen in diesen Kurven möglichst zu vermeiden, ist die mittlere Treibachse ohne Radflansche ausgeführt und haben die Lagerschalen der Kuppelstangenköpfe auf den Kurbelzapfen seitlich 5 mm Spiel erhalten. Aus demselben Grund ist der Abstand zwischen den Bufferbohlen der Lokomotive und des Tenders groß und die Kuppelstange zwischen Lokomotive und Tender lang. Eine Notkupplung ist nicht vorhanden.

Das Sattelstück nebst Zylindern und Schiebergehäusen ist auf den vorderen Plattenrahmen aufgesetzt, erfordert also keine Teilung des Rahmens zwecks Montage. Das Schiebergehäuse für den Rundschieber ist soweit nach innen verlegt, daß die Schieberstange nebst Zwischenhebel zwischen die Räder der vordersten Treibachse fällt, Fig. 290. Die Anordnung der Radstände wird also nicht mehr durch die genannten beiden Teile beeinflußt, wie dies bei der früher allgemein gebräuchlichen Lage der Schiebergehäuse oberhalb der Zylinder der Fall war.

Die stark geneigte Lage der Schubstange für den Schieberantrieb hat den Nachteil, daß quirlende Bewegungen des Schwingensteines, die bei der kurzen Aufhängung der Schwinge und der Schubstange unvermeidlich sind, die Dampfverteilung erheblich beeinflussen. Dasselbe gilt von dem störenden Einfluß des Federspieles.

Das Triebwerk ist auch hier reichlich schwer, namentlich die Pleuelstange, die infolge des durch den Radstand bedingten Antriebes der dritten Kuppelachse eine Länge von 3531 mm (bei einem Kurbelhalbmesser von 330 mm) hat. Die Gegengewichte in der Treibachse sind dementsprechend groß und mußten, um sie bequem unterbringen zu können, weit aus der Radebene herausgebaut werden. Daraus ergaben sich wieder wegen Platzmangels sehr hochkantige Querschnitte für die Kuppelstangen, die in bezug auf die senkrechte Ebene kein genügendes Widerstandsmoment gegen Knickung besitzen.

Fig. 293.

Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ist ebenfalls keine glückliche, da durch Verlegen der Federn zwischen die Achsen ein Ausgleich zwischen der ersten und der zweiten Treibachse unmöglich gemacht ist. Die Lokomotive ruht infolgedessen auf sieben Punkten, Fig. 293, während sich eine Lagerung auf drei Punkten bei besserem Radstand und vorteilhafterer Anordnung des Triebwerkes hätte erzielen lassen. Die vollständige Verbauung des Innenraumes hinter dem Sattelstück, Fig. 288, hat weiter zur Folge, daß zwischen dem Drehpunkt des querliegenden Ausgleichhebels der vordersten Treibachse und dem Auflagerpunkt 7, Fig. 293, ein langer Zwischenhebel eingeschaltet werden mußte, Fig. 290, der die Stabilität der Lokomotive sicher nicht erhöht.

Sämtliche drei Achsen werden, obwohl genügend Raum vorhanden ist, nur einseitig gebremst.

Das Führerhaus ist innen sehr geräumig, bietet auch gute Aussicht auf die Strecke. Der Führer steht auf der linken Seite, welche Ausnahme durch die Gleisanlage bedingt ist.

19) ³/₄-gekuppelte Güterzuglokomotive der Missouri, Kansas and Texas R. R.

Die Maschine ist von den Baldwin Locomotive Works erbaut und in ihren Hauptabmessungen in Fig. 294 bis 298 dargestellt.

Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an. Der Langkessel besteht aus drei Schüssen, die Feuerbüchse ist breit und reicht seitlich erheblich über den Rahmen hinaus. Die Stehbolzen sind wie bei fast sämtlichen Baldwin-Lokomotiven angebohrt; der Wert dieser Anordnung wird aber dadurch stark vermindert, daß die Feuerbüchse fast vollständig mit Blechen bekleidet ist, so daß gerissene Stehbolzen im Betriebe nicht erkannt werden können. Der Aschkasten ist seitlich stark eingezogen, stärker, als selbst mit Rücksicht auf die Tragfedern der hintersten Treibachse nötig gewesen wäre, Fig. 298. Er ist jedoch gut in die Länge ausgebildet, mit vorderer und hinterer, vom Führerstand aus beweglicher Klappe ausgerüstet und außerdem in den Seitenwänden mit länglich ausgestanzten Löchern versehen, um der Rostfläche die erforderliche Menge Luft zuzuführen. Unterhalb der durchlöcherten Wände ist er noch genügend heruntergeführt, um der Lösche Gelegenheit zu geben, sich unbehelligt durch die einströmende Luft zu sammeln, Fig. 299. Die beiden Klappen dienen in der Regel nur zum Ausziehen der im Aschkasten aufgefangenen Asche sowie zum Besteigen der Feuerbüchse und sollen nur dann auch während der

der Missouri, Kansas and Texas R. R.

Fahrt geöffnet werden, wenn die Luftzufuhr durch die seitlichen Schlitze nicht genügt. Die hinterste Treibachse ist durch den Aschkasten hindurchgezogen und gegen den Einfluß der Wärme durch eine Blechummantelung geschützt.

Der Rahmen besteht aus Stahlguß und ist in der üblichen Weise hinter dem Sattelstück zweiteilig, um den Einbau des Sattelstückes in den Rahmen zu ermöglichen. Die Querversteifung des Rahmens ist verhältnismäßig gut und erfolgt durch die beiden Bufferbohlen, eine kräftige Stahlgußplatte für den vorderen Auflagepunkt des Deichselgestelles, das Sattelstück, ein Querstück dicht hinter dem Sattelstück zur Aufnahme des Drehpunktes für das Bisselgestell und zwei übereinander liegende und durch ein Stützblech für die vordere Feuerkiste verbundene Querträger.

Fig. 299.

Der schmiedeiserne Querträger, welcher zur Befestigung der Kreuzkopf-Geradführungen dient, ist für den schweren Kreuzkopf und die großen senkrechten Drücke der kurzen Schubstange ziemlich schwach ausgefallen.

Das Sattelstück mit Zylindern und entlasteten Flachschiebern bietet nichts Neues. Die Steuerung ist verhältnismäßig leicht und bequem zugänglich. Die Schubstange für

Fig. 300 und 301.

den Schieberantrieb ist unmittelbar oberhalb der Schwinge durch einen Zwischenhebel nach außen geführt und reichlich lang.

Die Schubstange ist kurz, so daß die Kreuzkopfdrücke groß ausfallen. Beide Stangenlager, also auch dasjenige am Kreuzkopf, sind, wie in Amerika allgemein üblich, nachstellbar, die Lager der Kuppelstangen dagegen nicht.

Die Last ist gut auf die vier Achsen verteilt: der Druck der drei Treibachsen beträgt durchschnittlich 20 t, derjenige der Laufachse 10 t.

Das vordere Deichselgestell bietet nichts Neues. Von dem Sattelstück wird die Last auf den großen Ausgleichhebel

Fig. 302 und 303.

durch das Gußstück *A* und den Zapfen *Z*, Fig. 300 und 301, übertragen, für den zur Veränderung der Lastverteilung auf die Laufachse und die Treibachsen drei Löcher im Gußstück und Längshebel vorgesehen sind; vergl. auch Fig. 294. Da der Abstand der beiden Außenlöcher von dem mittleren je 75 mm beträgt, so wird von dieser Verstellvorrichtung im Betriebe wohl niemals Gebrauch gemacht werden können.

Fig. 304.

Zur Nachstellung wird vielmehr ausnahmslos die vordere, über der Laufachse liegende Stellschraube benutzt, die das entsprechende Ende des Längs-(Ausgleich-)Hebels taschenartig aufnimmt.

Die Laufachse und die vorderste Treibachse einerseits und die zweite und dritte Treibachse anderseits sind unter sich durch Ausgleichhebel verbunden, so daß die Lokomotive in 7 Punkten aufruht.

Da die Tragfeder für die hinterste Treibachse, weil die Feuerbüchse übersteht, nicht über dem Treibachslager angeordnet werden konnte, so ist sie mit dem Ausgleichhebel für die zweite und dritte Achse in der Weise vereinigt, daß sie in den taschenförmig ausgebildeten Ausgleichhebel hineingelegt ist, wie Fig. 302 und 303 zeigt. Die Belastung dieser Feder wird auf die hinterste Treibachse durch einen Bügel übertragen, dessen entgegengesetztes Ende auf zwei Spiralfedern ruht, Fig. 294 und 304.

Das Führerhaus ist geräumig, die Strecke vom Führerstand aus leidlich übersehbar. Beide Injektoren befinden sich auf der Führerseite, der eine innerhalb, der andre außerhalb des Führerhauses.

(Fortsetzung folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 13. März 1905.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 9. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Korte. Schriftführer: Hr. Jakobi.

Anwesend 37 Mitglieder und 15 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes Eugen Droz. Die Anwesenden ehren das Andenken des Dahingeschiedenen durch Erheben von den Plätzen.

Darauf spricht Hr. Holzmüller über die Geologie des Bergisch-Märkischen Landes und ihre Beziehungen zur Industrie[1]).

Schließlich spricht Hr. Herhahn über die Tantallampe.

Eingegangen 17. März 1905.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 13. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohr. Schriftführer: Hr. Schoder.

Anwesend 29 Mitglieder und 4 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß Hr. Walther-Meunier in Mülhausen im Januar d. J. gestorben ist. Der Verstorbene gehörte dem Verein seit seiner Gründung als Mitglied an. Die Versammlung ehrt das Andenken des Verschiedenen durch Erheben von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Dr. Ebeling über telephonische Fernleitungen von Pupin. Ausgehend von der Rolle, welche die Selbstinduktion bei Fernsprechleitungen spielt, führt der Redner aus, daß Pupin nachgewiesen hat, daß punktförmig verteilte Selbstinduktion nur dann die Dämpfungskonstante ebenso vermindert wie gleichmäßig verteilt, wenn der Abstand der Induktionsquellen einen Bruchteil der Wellenlänge des über den Leiter fortzupflanzenden Wechselstromes beträgt, also kleiner als die Wellenlänge selbst ist. Pupins Erfindung hat ermöglicht, durch Einschalten von Selbstinduktionsspulen die Sprechfähigkeit von Leitungen zu verbessern; z. B. kann man damit mittels eines Bronzedrahtes von 5 mm Dmr. über eine Linie von rd. 3600 km sprechen. Jedenfalls könnten die Amerikaner ohne das Pupin-System nicht daran denken, eine Linie New York - St. Francisco von 5000 km Länge zu bauen.

Zum Schluß werden Vereinsangelegenheiten verhandelt.

Eingegangen 20. März 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 9. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Lippart. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 53 Mitglieder und 7 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Matschoß über die Einführung des Dampfmaschinenbaues in Deutschland 1780 bis 1830[2]).

Eingegangen 14. März 1905.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 15. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Kliewer. Schriftführer: Hr. Abt.

Anwesend 34 Mitglieder und 74 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Fr. Lux über den Frahmschen Frequenz- und Geschwindigkeitsmesser[3]).

In der sich anschließenden Erörterung nimmt Hr. Hartmann die Priorität der skalenartig abgestimmten Zungen, die durch wellenförmige Ströme angeregt werden, für seinen Sohn in Anspruch. Die Versuche, die bei Hartmann & Braun mit einem derartigen Geschwindigkeitsmesser gemacht worden sind, reichen viel weiter zurück als die Frahmschen Versuche, und der Sohn des Redners hatte bereits im Jahre 1890 eine Vorrichtung ausgestellt, die auf dem gleichen Grundgedanken wie die Frahmsche beruht. Die Verwendung von Klangkörpern zum Messen der Geschwindigkeit überhaupt reicht nach den Ausführungen des Redners noch weiter zurück. Gieseler habe schon ein Jahr vorher ein Patent genommen, wonach eine unrunde Scheibe angewandt wurde, um eine an einem Ende eingespannte Feder in Schwingungen zu versetzen. Während bei der Frahmschen Vorrichtung die Federn ebenfalls durch mechanische Erschütterung erregt werden und nur mittelbar durch wellenförmige Ströme, diene dazu bei der Vorrichtung von Dr. Hartmann-Kempf unmittelbar Wechselstrom. Ueber die Verwendbarkeit von Klangkörpern zur genauen Bestimmung von Schwingungszahlen seien von Dr. Hartmann-Kempf langwierige und schwierige Versuche gemacht worden, die in einem Buche veröffentlicht sind. Eine Stimmgabel z. B. halte ihren Ton nicht, wenn die Schwingungsweite vergrößert wird, und es habe sich gezeigt, daß eine ähnliche Erscheinung, jedoch in entgegengesetztem Sinne, bei Zungen auftritt. Allerdings sei die Genauigkeit, mit der diese Zungen abgestimmt werden können, viel größer als die Genauigkeit andrer Geschwindigkeitsmesser, und insofern sei die akustische Vorrichtung anzuerkennen.

Hr. Lux erwidert, daß beide Herren, Frahm und Dr. Kempf, Hervorragendes geleistet haben. Der Unterschied sei der, daß bei dem Frahmschen Patent zur Erzeugung der Federschwingungen rein mechanische, bei dem von Dr. Kempf dagegen rein magnetische Erregungen benutzt werden.

Hr. Schüler bemerkt, daß man schon im Jahre 1896 im Laboratorium von Schuckert ähnliche Versuche gemacht habe.

Eingegangen 13. März 1905.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 27. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Döderlein. Schriftführer: Hr. Scherer.

Anwesend 29 Mitglieder und 3 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Gehorsam über die neue Kraft- und Kälteerzeugungsanlage der Brauerei Franz in Rastatt. Die Brauerei arbeitet mit Dampfkochung und erzeugt jährlich rd. 615 Sud Bier mit je 1,85 t Malzschüttung. Zum Betrieb aller Einrichtungen: der beiden Kompressoren und der Haupttransmission mit den angehängten Pumpen usw., sind rd. 100 PS_e erforderlich; hierzu kommen noch ungefähr 35 bis 40 PS_e für die elektrische Kraft- und Lichtanlage. Für den Betrieb der Dampfmaschine sind 5 kg/PS_i-st, im ganzen also rd. 800 kg/st Dampf nötig. Der Dampfverbrauch zum Kochen beträgt rd. 2600 kg für 1 t Malzschüttung, was auf die Stunde 350 kg Dampf ausmacht. Ferner sind täglich 237 hl Heißwasser von rd. 75° zum Einmaischen und Anschwänzen zu liefern. Für Reinigungszwecke werden außerdem rd. 250 hl Wasser für den Tag nötig, die auf 50° vorzuwärmen sind. Schließlich braucht man zum Pichen der Bierfässer Dampf; doch läßt sich diese Menge nicht genau feststellen.

Bei der Anlage ist vor allem der Gesichtspunkt maßgebend gewesen, nicht nur die Krafterzeugung, sondern die gesamte Wärmeerzeugung denkbar wirtschaftlich zu gestalten. Zum Betrieb dient eine mit hoch überhitztem Dampf betriebene Verbund-Kondensationsmaschine. Von der Wärmemenge des zur Krafterzeugung der Dampfmaschine zugeführten Dampfes wird nur ein kleiner Teil nutzbar gemacht, im günstigsten Fall etwa 16 vH. Die übrige im Dampf enthaltene Wärme wird mit dem Kondensatorkühlwasser abgeführt und kann zur Bereitung des Warmwassers Verwendung finden. Des-

[1]) s. Z. 1905 S. 260.
[2]) s. Z. 1905 S. 901.
[3]) s. Z. 1904 S. 1580.

halb wird das Wasser in den Oberflächenkondensatoren auf rd. 44° vorgewärmt, und dann wird das Speisewasser durch die abziehenden Heizgase zum Anschwänzen auf 80 bis 85° auf 100 bis 150° erhitzt.

Die Dampfkesselanlage soll nach ihrem völligen Ausbau aus 4 Zweiflammrohrkesseln von je 100 qm Heizfläche und 9 at Betriebsüberdruck bestehen. Zum Regeln der Luftzufuhr ist in die Flammrohre je eine Piedboeufsche Regelklappe eingebaut, die beim Oeffnen der Feuertür einen zu großen Luftüberschuß und schädliche Abkühlung verhindern soll. In jeden Kessel ist ein Dampfüberhitzer von W. Schmidt von 50 qm Heizfläche eingebaut, durch den der Dampf auf 380 bis 400° überhitzt wird. Der hinter dem Kessel angeordnete Schmidtsche Rauchgasvorwärmer, der zunächst für zwei Kessel ausreicht, hat 160 qm Heizfläche und ist mit zwei von der Maschinenfabrik L. Nagel in Karlsruhe gelieferten Vorwärmern verbunden; der eine für die Vorwärmung von Kesselspeisewasser hat 21 qm Heizfläche und enthält eine doppelte Kupferschlange, der zweite für das Anschwänzwasser hat ebenfalls eine doppelte Kupferschlange und 40 qm Heizfläche.

Der Vorwärmer von Wilh. Schmidt erwärmt das Speisewasser nicht unmittelbar, sondern eine bestimmte und stets gleich große Wassermenge, die als Heizmittel für den eigentlichen Speisewasservorwärmer benutzt wird. Er besteht deshalb aus zwei miteinander verbundenen Rohrsystemen, von denen das eine in den Fuchs des Kessels, das andre in den darüber angeordneten Vorwärmer eingebaut ist. Beide werden selbsttätig aus dem Kessel mit destilliertem Wasser gefüllt. Das in den unteren Rohren durch die Abgase erwärmte Wasser steigt nach dem Vorwärmer, durchströmt dessen Heizschlangen, indem es seine Wärme an das Speisewasser abgibt, und fällt dann durch ein zweites Rohr wieder nach dem unteren Rohrsystem zurück, um von dort seinen Kreislauf zu wiederholen. Die Heizschlange des Vorwärmers steht an ihrer höchsten Stelle durch ein Rohr mit dem Dampfraum des Kessels in Verbindung. Wenn die Anlage in Betrieb gesetzt wird, tritt daher Dampf in die Rohre ein und verdichtet sich in der oberen, durch das Speisewasser gekühlten Rohrschlange so lange, bis beide Rohrsysteme mit destilliertem Wasser gefüllt sind. Ebenso wird der Wasserinhalt des Vorwärmers durch kondensierten Dampf selbsttätig ergänzt, so daß nie Wassermangel eintreten kann. Es kommt also stets dasselbe destillierte Wasser mit dem im Fuchs liegenden Rohrsystem des Vorwärmers in Berührung. Da das Wasser luftfrei ist, so setzt es weder Schlamm noch Kesselstein ab, und seine Temperatur sinkt infolge des Umlaufes nie so tief, daß die Rohre schwitzen könnten. Infolgedessen beschränkt sich die Reinigung der Rohre auf einfaches Abblasen mittels eines Dampfstrahles. Die Rauchgase werden durch Anwendung des Gegenstromes sehr vollkommen ausgenutzt. Der untere Teil des Vorwärmers dient als Schlammsammler, und der sich ausscheidende Niederschlag kann während des Betriebes abgelassen werden. Da Vorwärmer und Heizschlangen stets unter dem Kesseldruck stehen, so kann das Speisewasser bis annähernd auf die Dampftemperatur vorgewärmt werden, ohne daß sich im Vorwärmer Dampf bildet. Trotzdem sind beide Teile noch mit Sicherheitsventilen versehen. Der Raumbedarf des Vorwärmers ist gegenüber andern Ausführungen sehr gering und beträgt bei gleicher Heizfläche nur etwa den dritten Teil des Raumbedarfes eines gußeisernen Vorwärmers. Infolge der geringen Abkühlflächen sind auch die Wärmeverluste durch Ausstrahlung wesentlich beschränkt. Alle Rohrverbindungen liegen außerhalb des Mauerwerkes und sind daher leicht zugänglich.

Die Dampfmaschine ist von der Ascherslebener Maschinenbau-A.-G. für hoch überhitzten Dampf gebaut; es ist eine liegende Tandemmaschine mit einem Riemenscheibenschwungrad von 3500 mm Dmr. und mit Ventilsteuerung von König. Sie hat 400 und 640 mm Zylinderdurchmesser, 700 mm Hub und leistet bei 8,5 at Eintrittspannung und 95 Uml./min normal 170, höchstens 220 PS_e. Die Maschine ist mit einem Lindeschen Doppelkompressor gekuppelt und treibt mittels der Riemenscheibe eine untenliegende Transmission und von dieser eine Gleichstromdynamo. Der Kompressor hat Zylinder von 260 mm Dmr. und 500 mm Hub; die Kälteleistung jedes Zylinders beträgt 150000 WE. Er dient zur Erzeugung von 25 t Eis in 24 st, zur Kühlung der Lager- und Gärkeller und zur Erzeugung des kalten Wassers für die Kühlung der Bierwürze und der Gärbottiche.

Zwischen Luftpumpe und Niederdruckzylinder der Dampfmaschine sind zwei schrägliegende Gegenstrom-Oberflächenkondensatoren von je 30 qm Heizfläche eingeschaltet. Ihre Mäntel und Stirnwände bestehen aus Gußeisen, die Kühlfläche aus nahtlos gezogenen Messingrohren. Unmittelbar hinter dem Niederdruckzylinder ist ein Dampfentöler eingeschaltet, der ohne Filterstoff wirkt. Der durch den Einbau des Dampfentölers verursachte Spannungsverlust beträgt nach wiederholten Messungen höchstens 0,1 cm Quecksilbersäule. Da die Entöler auch als Wasserabscheider wirken, so wird gleichzeitig das Kondensationswasser ausgeschieden. Das Gemisch von Oel und Wasser kann bei Auspuffleitungen frei abfließen; aus Vakuumleitungen muß es entweder beständig mit einer kleinen Pumpe abgesaugt werden, was sich hauptsächlich für größere Anlagen empfiehlt, oder es muß aus dem Oelsammler von Zeit zu Zeit abgelassen werden. Das mit dem Oel ausgeschiedene Kondensationswasser beträgt 1 bis 2 vH der gesamten Dampfwassermenge und vermehrt sich bei den langen Vakuumleitungen der Zentralkondensationsanlagen auf höchstens 4 vH. Das zurückgewonnene Oel verwendet man, nachdem es gereinigt ist, zum Schmieren des Niederdruckzylinders. Die Rohrleitung ist so angeordnet, daß die Maschine mit Sattdampf oder mit Heißdampf betrieben werden kann; außerdem ist auch für den Kochdampf eine mäßige Ueberhitzung durch Mischen mit Heißdampf vorgesehen. Ferner ist zwischen der Kochdampf- und der Hauptdampfleitung eine Verbindung hergestellt, so daß, wenn eine Leitung schadhaft wird, die andre benutzt werden kann. Sämtliche Hauptabsperrventile haben Antriebvorrichtungen, die vom Heizerstande bedient werden, und sind mit Gehäusen aus Stahlguß versehen. Die Flansche sind mit Klingerit abgedichtet, die Rohre, Zylinder und Vorwärmer mit Diatomitstein von Grünzweig & Hartmann in Ludwigshafen isoliert. Diatomit hat ein geringes spezifisches Gewicht und ist infolge seiner Unveränderlichkeit bei hohen Temperaturen haltbarer als Kieselguhr-Asbest.

Die Temperaturen am Ueberhitzer werden an Fernthermometern, die vom Heizerstand aus sichtbar sind, abgelesen; ebenso ist die Eintrittstemperatur am Zylinder und an den Vorwärmern zu beobachten; an dem Vorwärmer werden die Rauchgastemperaturen durch ein Pyrometer gemessen. Zur Wassergewinnung ist ein Brunnen angelegt, aus dem Kreiselpumpen das Wasser heben. Zur Kesselspeisung ist außer dem Injektor eine stehende Pumpe im Betrieb, deren Abdampf, nachdem er entölt worden ist, weiter verwendet wird.

Zum Schluß macht der Vortragende eingehende Mitteilungen über Leistungsversuche, die von Prof. Brauer und Dr.-Ing. Staus angestellt worden sind. Diese Versuche haben bei einer Leistung von 198,3 PS_i einen Dampfverbrauch von 4,97 kg/PS_i-st ergeben. Der Oelverbrauch beträgt im Hochdruckzylinder 0,071 ltr/st, für die Kolbenstange 0,0184 ltr/st und für den Niederdruckzylinder 0,052 ltr/st; im letztgenannten Fall handelt es sich um gebrauchtes und wieder gereinigtes Oel.

Darauf spricht Hr. Jena über die elektrischen Anlagen der Brauerei Franz in Rastatt. Da der Neubau der Brauerei von den älteren Gebäuden getrennt ist, so war es kaum möglich, die in den letzteren vorhandenen Maschinen durch Transmissionen von der neuen Dampfmaschine anzutreiben. Da ferner geplant war, die alte Dampfmaschinenanlage, von der die Maschinen bisher angetrieben wurden, aufzugeben, so lag der Gedanke nahe, sich der elektrischen Kraftübertragung zu bedienen. Dafür konnte nur Gleichstrom zur Verwendung kommen, weil auch während des Stillstandes der Maschinenanlage Strom zur Beleuchtung der Bureau- und Wohngebäude zur Verfügung stehen muß. Die Spannung wurde der verhältnismäßig großen Entfernung wegen, und weil der Betrieb von Motoren überwiegt, auf 220 V festgesetzt. Um die Schaltanlage so einfach und übersichtlich wie möglich zu gestalten, wurde von einer Teilung der Spannung für die Beleuchtung abgesehen. Die Anlage ist also als reine Zweileiteranlage mit 220 V ausgeführt worden.

Für die Bemessung der Dynamo lagen genaue Angaben vor: es sollte möglich sein, gleichzeitig Motoren von zusammen rd. 70 PS und 1/3 der gesamten Lampen zu speisen. Daraus ergab sich eine Maschinenleistung von rd. 80 KW. Die Dynamo wird mittels Riemens von der im Keller liegenden Transmission angetrieben; sie läuft mit 560 Uml./min und hat an der Riemenscheibenseite ein drittes Lager. Der Wirkungsgrad der Dynamo beträgt bei Vollbelastung rd. 91 vH. Die für das Laden der Akkumulatorenbatterie nötige Ueberspannung wird einer besondern kleinen Zusatzdynamo entnommen, die höchstens 140 Amp bei 80 V leistet und von derselben Transmission aus angetrieben wird.

Die Akkumulatorenbatterie ist so bemessen, daß sie im Notfall den gesamten Lichtbetrieb für einen Abend übernehmen kann; sie hat eine Kapazität von 480 Amp-st bei fünfstündiger Entladung, reicht also zur Versorgung von rd. 380 Glühlampen für 5 Stunden aus. Um die Batterie später erweitern zu können, sind die Platten in größere Gefäße, als für die Leistung nötig, eingebaut; durch Hinzufügen weiterer

Platten kann man später die Leistung der Batterie um rd. 25 vH erhöhen.

Neben den Dynamos, an der einen Schmalseite des Maschinenhauses, befindet sich die Hauptschalttafel, die ganz aus Eisen und Marmor gebaut ist. Von den darauf angebrachten Geräten sind besonders hervorzuheben: ein Kontaktvoltmesser, der durch sichtbare und hörbare Zeichen dem Maschinisten meldet, wann die Betriebspannung die obere oder die untere zulässige Grenze überschritten hat, und ein Isolationsmesser, der ständig den Isolationswert der Anlage angibt.

Licht- und Kraftleitungen sind von der Verteilschalttafel ab getrennt geführt. Außer der Verteilung im neuen Maschinenhause selbst sind nur zwei Speisepunkte vorhanden, nach denen je eine Licht- und eine Motorenleitung führt. Von Speisepunkt I werden alle Lampen und Motoren, die sich in dem Kellereigebäude, den Bureaus, Wirtschaften und der Villa befinden, mit Strom versorgt, von Speisepunkt II das alte Sudhaus und die Mälzerei.

Es sind im ganzen bis jetzt 12 Motoren mit einer Gesamtleistung von rd. 90 PS aufgestellt; zwei davon von je 12 PS dienen zum Betrieb der Bieraufzüge in der Kellerei, je ein weiterer von 12 PS für den Betrieb der Mälzerei, des Sudhauses und der Wasserpumpe. Für die Picherei ist ein Motor von 6,2 PS und 440 Uml./min vorhanden, für die Schwenkhalle einer von 5 PS, für die Eisfabrik gleichfalls einer von 5 PS.

Die Beleuchtungsanlage umfaßt rd. 500 Glühlampen von 16 bis 25 NK und rd. 50 Nernst-Lampen. Die letzteren haben auch im Sudhaus trotz der Dämpfe so gute Ergebnisse geliefert, daß die ursprünglich für das Freie in Aussicht genommene Bogenlichtbeleuchtung nicht zur Ausführung gekommen ist, sondern daß auch dafür Nernst-Lampen gewählt worden sind.

Eingegangen 23. März 1905.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 25. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Wedel. Schriftführer: Hr. Zillmer.

Anwesend 30 Mitglieder und 5 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. R. Mewes, Berlin (Gast), über Sauerstoffgewinnung, theoretische Grundlagen und konstruktive Durchbildung der Vorrichtungen, Sauerstofflicht.

Er behandelt zunächst die Versuchsergebnisse, die mit Sauerstoff-Glühlichtbrennern erzielt worden sind, und kennzeichnet die Unterschiede der Brenner von Pictet, Nürnberg und Mewes. Bei dem zuerst genannten strömen Gas und Sauerstoff parallel in Richtung der Längsachse des Brennerrohres; bei dem Brenner von Nürnberg dagegen saugt der Sauerstoffstrom das Gas nach innen und ruft eine langgestreckte Stichflamme wie beim Daniellschen Brenner hervor, so daß die eigentliche Verbrennungszone nicht in den Mantel des Glühstrumpfes fällt; beim Mewes-Brenner werden der Gas- und der Sauerstoffstrom unter schrägen Winkeln in der Weise nach dem Glühkörper hin gerichtet, daß die einzelnen Strahlen einander erst möglichst nahe am Mantel des Glühkörpers treffen und die Verbrennungszone auf diese Weise in die Oberfläche des Glühkörpers verlegt wird. In nachstehender Uebersicht sind einige Versuchsergebnisse wiedergegeben.

Sauerstoff-Glühlicht von	Verbrauch an Gemisch für 1 NK-st ltr	Verhältnis von Gas zu Sauerstoff	Beobachter	Verbrauch an Sauerstoff für 1 NK-st ltr
Nürnberg	0,7	1,1	Prof. Drehschmidt	—
Mewes	0,562	1,03	Gasanstalt in Brüssel	—
	0,574	1,28		—
	0,5	1,32		—
Drägerwerk in Lübeck	—	—	—	0,24

Da die außerordentliche Leistungsfähigkeit des Sauerstoffglühlichtes, gleichgültig ob man Glühstrümpfe oder feste Glühkörper wie beim Drummondschen Kalklicht benutzt, durch unanfechtbare Versuche erwiesen ist, so fehlt zur wirtschaftlichen Ausgestaltung des Sauerstoffglühlichtes, das ein dem Sonnenlicht gleichendes Spektrum besitzt, nur, daß der Sauerstoff billig beschafft werden kann. Wie der Redner angibt, können nach Prof. v. Linde mit 1 PS-st 0,5 cbm Sauerstoff von 7 vH Stickstoffgehalt erzeugt werden, und je nach der Größe der Anlage betragen die Preise für 1 cbm Sauerstoff 2,3 Pfg bis zu 100 Pfg, während Prof. Pictet, der eine Sauerstoffanlage in Wilmersdorf bei Berlin baut, 1 cbm Sauerstoff von 50 vH Stickstoffgehalt für 0,5 Pfg herstellen zu können hofft.

Da die alten chemischen Verfahren zur Gewinnung von Sauerstoff bisher noch zu teuer sind und es wahrscheinlich auch bleiben werden, so ist man zurzeit auf die Sauerstoffgewinnung aus atmosphärischer Luft durch Verflüssigen und Abdampfen des Stickstoffes angewiesen. Der Vortragende hat im Gegensatz zu den älteren Verfahren von Siemens, Pictet, Linde und Mix ein Verfahren zur Verflüssigung von Luft auf Grund wärmetheoretischer Ueberlegungen gefunden, das auch bei kleinen Anlagen gasförmigen Sauerstoff zu einem Preise von etwa 5 bis 10 Pfg cbm zu erzeugen verspricht.

Der Vortragende kennzeichnet die erwähnten Verfahren an Hand der Grundgleichung der mechanischen Wärmetheorie. Er betont, daß beim Lindeschen Verfahren für 1 at Druckabfall nur eine Temperaturerniedrigung von $^1/_4{}^0$ erzielt wird, während nach den Verfahren von Siemens, Mix und Mewes für den gleichen Druckabfall erheblich größere Temperaturerniedrigungen erzielbar seien. Beispielsweise ergibt sich nach den Versuchen, die Weisbach im Jahre 1854 über die Ausströmung von Luft angestellt hat, für diesen Druckabfall bei dem zuletztgenannten Verfahren ebenso wie bei dem von Siemens, abgesehen von der Kolbenreibung bei dem letzteren, ein Temperatursturz von wenigstens 30^0. Die Luft muß daher erheblich schneller als bei dem Lindeschen Verfahren verflüssigt werden. Allen früheren Verfahren ist die Anwendung des Gegenstromes gemeinsam, d. h. die vom Kompressor angesaugte Luft wird durch die abströmende expandierte Luft vorgekühlt, so daß die Temperatur stetig bis zur Verflüssigung der Luft unter Atmosphärendruck bei etwa -190^0 erniedrigt wird. Bei dem Verfahren des Vortragenden dagegen wird die Temperatur dadurch bis auf -197^0 bis -200^0 erniedrigt, daß mittels einer Saugpumpe ein Unterdruck geschaffen wird, so daß nur noch Stickstoff abgedampft wird.

Die Isolierung ist für die Wirtschaftlichkeit des Verfahrens von der höchsten Bedeutung, und es ist nach Ansicht des Redners bei den älteren Verfahren diesem Umstande zu wenig Rechnung getragen. Das Siemenssche Verfahren, das theoretisch von keinem andern Verfahren übertroffen wird, ist an technischen Schwierigkeiten gescheitert. Das Mixsche Verfahren ist noch nicht erprobt. Schließlich gibt der Vortragende noch die Wärmebilanz des Lindeschen und des eigenen Verfahrens.

Eingegangen 14. März 1905.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 14. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Flohr. Schriftführer: Hr. Rothe.

Anwesend 24 Mitglieder und 2 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Prof. Dr. Schreber, Greifswald, über die Kraft als Fundamentalbegriff der Technik.

Eingegangen 15. März 1905.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 9. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Rosenberg. Schriftführer: Hr. Voßnack.

Anwesend 40 Mitglieder und 9 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Blancke über Schiffsschrauben. Er gibt einen Ueberblick über die geschichtliche Entwicklung der Schraube und geht dann auf die neueren Versuche und Erfindungen zu ihrer Verbesserung über. Er bespricht die auftretenden Kräfte, das Verfahren zur Ermittlung ihres Angriffspunktes und die einzelnen Arten von Schraubenpropellern. Eingehender behandelt der Redner den Westphalen-Propeller, der an den Dampfern »Seeadler« und »Frankfurt« des Norddeutschen Lloyds dauernd, sowie auf mehreren andern Schiffen versuchsweise angebracht ist. Bei dieser Schraube sichert die eigenartige Befestigung der freihängenden Flügel durch Arme, die vom Druckmittelpunkt schräg nach vorn zur Nabe gehen, einen günstigen Wasserzufluß zu dem mittleren Teil der Schraube, während infolge der ganz ebenen Druckflächen der Flügel Schwingungen vermieden werden. Der Propeller hat gegenüber andern Ausführungen bei gleicher Geschwindigkeit eine geringe Kohlenersparnis ergeben.

Im weiteren Verlauf des Vortrages wird die Befestigung der Flügelflansche auf der Nabe erläutert, ferner die Schrau-

benpropeller für flachgehende Schiffe, die Holtzsche Turbinenschraube, die Schaufelschraube von Meißner und im Anschluß daran die Versuche Yarrows mit der verstellbaren Klappe am Hinterende des hochgelegenen Schraubentunnels. Weiterhin behandelt der Redner verschiedene Arten von umsteuerbaren Motorbootschrauben und macht zum Schluß einige Bemerkungen über das Material der Flügel und über ein wenig bekanntes zeichnerisches Verfahren zur Abwicklung der Flügelfläche.

Eingegangen 15. März 1905.

Württembergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Januar 1905.

Vorsitzender: Hr. Widmaier. Schriftführer: Hr. Enßlin.

Anwesend 83 Mitglieder und 57 Gäste.

Der Vorsitzende macht Mitteilung von dem Ableben des Mitgliedes Kern in Lörrach. Die Anwesenden erheben sich zu Ehren des Dahingeschiedenen.

Hr. Widmaier spricht über amerikanisches Eisenhüttenwesen[1].

Darauf zeigt Hr. Ernst das Modell einer neuen Aufhängevorrichtung für Bogenlampen von den deutschen Waffen- und Munitionsfabriken und berichtet des weiteren über den Einsturz einer 70 m langen fahrbaren Verladebrücke infolge Windes. Die Brücke mit dem Führerstand ruhte auf einem vierrädrigen Hauptgestell und einem zweirädrigen Außengestell, von denen das erstere auf zwei, das letztere auf einer Schiene lief. Die Entfernung der beiden Fahrgestelle betrug 50 m, die über das Hauptgestell hinausgehende Ausladung 20 m. Bei der Konstruktion war versäumt worden, die Räder, auf denen die Brücke fuhr, mit ausreichenden Bremsen zu versehen. Während einer Betriebspause setzte der Wind in Abwesenheit des Bedienungspersonals die Brücke in Bewegung, wobei die beiden Fahrgestelle stark gegeneinander verschoben wurden. Das herbeigeeilte Personal suchte die Brücke in sachgemäßer Weise in die normale Lage zu bringen, konnte aber mit dem Hauptgestell nicht nach der richtigen Seite fahren, da durch dessen Laufräder zum Bremsen Eisenstangen gesteckt waren. Um diese herausziehen zu können, mußte nach der entgegengesetzten Seite gefahren werden, wodurch die Verschiebung der beiden Fahrgestelle noch vergrößert wurde. Dabei sprang die Kontaktrolle vom Zuführungsdraht ab, die Brücke war steuerlos und der Einsturz unvermeidlich. Wäre statt der Kontaktrolle ein Bügel vorhanden gewesen, so hätte der Einsturz vielleicht noch verhindert werden können.

Sitzung vom 2. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Widmaier. Schriftführer: Hr. Enßlin.

Anwesend 263 Mitglieder und Gäste.

Hr. Bantlin spricht über amerikanische Dampfturbinen. Er führt unter anderm das Kraftwerk der Edison Electric Illuminating Co. in Boston vor, das 2 Dampfturbinen von je 6000 PS und Raum für 12 weitere Turbinen gleicher Größe enthält, also schließlich 80000 PS leisten soll, ferner die noch größere Anlage der Commonwealth Electric Co. in Chicago, die nach vollständigem Ausbau 14 Dampfturbinen von je 6500 PS, d. h. insgesamt rd. 90000 PS haben wird. Neben der Hamilton-Holzwarth-Turbine[1]) werden die durch ihre Einfachheit ausgezeichnete Curtis-Turbine und die Westinghouse-Parsons-Turbine besprochen.

Sitzung vom 2. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Widmaier. Schriftführer: Hr. Enßlin.

Anwesend etwa 200 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß er Hrn. Max Eyth anläßlich seiner Ernennung zum Dr.-Ing. ehrenhalber den Glückwunsch des Württembergischen Ingenieurvereines ausgedrückt habe, und verliest das eingelaufene Dankschreiben.

Darauf spricht Hr. Dr. Kaulla, Privatdozent an der Technischen Hochschule in Stuttgart (Gast), über die Freiheit des gewerblichen Arbeitsvertrages. Er geht davon aus, daß der Arbeitsvertrag nicht nur eine wirtschaftliche, sondern auch eine sittliche Seite hat, weil die Arbeitsleistung von der Persönlichkeit ihres Vermieters, des Arbeiters, völlig untrennbar ist. Das klassische römische Recht hatte keinen Sinn für jene sittliche Seite und überließ es den Vertragsparteien, das Arbeitsverhältnis ganz nach ihrer Willkür einzurichten. Bei allen Formen des Dienstverhältnisses nach deutschem Recht dagegen verband sich mit den vermögensrechtlichen Beziehungen auch ein sittliches Gewaltverhältnis. Das war auch beim Gesellen- und Lehrlingsvertrag der Fall, der ein durchaus patriarchalisches Verhältnis begründete. Die Zünfte bekamen es in ihre Hand, die Bedingungen des Arbeitsverhältnisses einseitig festzusetzen; seit Ende des 14. Jahrhunderts aber machte sich demgegenüber die Macht der Gesellenverbände kräftig geltend. Den oft gefährlichen Streitigkeiten um die Gestaltung des Arbeitsvertrages suchte später der moderne Staat dadurch ein Ende zu machen, daß die Arbeitsbedingungen nur durch die Obrigkeit festgesetzt wurden. Diese Behandlung des Arbeitsvertrages wurde aber durch die moderne Großindustrie gestürzt, die möglichst große Bewegungsfreiheit in der Gestaltung der Arbeitsverhältnisse verlangte. Unterstützt wurde dieses Bestreben durch die Lehre des wissenschaftlichen Individualismus, der, auf dem Boden des Naturrechts erwachsen, das freie Selbstbestimmungsrecht des Menschen predigte. Durch § 105 der deutschen Gewerbeordnung ist die Freiheit des Arbeitsvertrages grundsätzlich anerkannt; aber zahlreiche Bestimmungen beschränken diese Freiheit, weil man zur Erkenntnis gelangt ist, daß ohne solche Staatseinmischung die Gefahr, daß der Arbeiter ausgenutzt wird, besteht, die auch dem Wohl des ganzen Volkes nachteilig ist.

Schließlich spricht Hr. Stahl über den Bau des Simplon-Tunnels.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 94 u. f.

[1]) Z. 1905 S. 117 u. f.

Bücherschau.

Die Patentgesetze aller Völker. Herausgegeben von J. Kohler und M. Mintz. 1. Band. 1. Lieferung. Berlin 1905. J. Guttentag. 84 S. 4°. Preis 5 *M*.

Oft schon ist der Versuch gemacht worden, die sämtlichen Patentgesetze herauszugeben; so hat namentlich das Berner Bureau für internationalen Rechtsschutz eine Zusammenstellung in französischer Uebersetzung veröffentlicht. Mit Recht heben die Verfasser des neuen Werkes in dem Vorworte hervor, daß eine Zusammenfassung in der Ursprache bisher gefehlt habe. In der Tat haben oft genug die Uebersetzungen solche Abweichungen untereinander gezeigt, daß sie unmöglich richtig sein konnten. Dem Urtexte sind in dem Buch von Kohler und Mintz, so weit es sich nicht um englische und französische Sprache handelt, auch deutsche Uebersetzungen beigegeben.

Man würde aber sehr irren, wenn man lediglich eine Gesetzessammlung vermutete. Das Werk ist vielmehr im wesentlichen historisch aufgebaut. Vorläufig liegt die erste Lieferung vor, die sich mit dem ältesten, dem englischen Patentrecht befaßt. Die kurze geschichtliche Einleitung ist trotz oder vielleicht gerade wegen ihrer Knappheit die beste Darstellung, die wir bislang besitzen. Außer dem Gesetzestexte sind noch die Ausführungsbestimmungen (Rules) vollständig wiedergegeben; auch die vorgeschriebenen Formulare fehlen nicht.

Das Ganze, geschaffen von dem ersten Patentrechtslehrer Deutschlands und einem Patentanwalt, ist ein schöner Beweis dafür, wie Juristen und Techniker ersprießlich zusammen arbeiten können.

Stort.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Ankauf, Einrichtung und Pflege des Motorzweirades. Von W. Vogel. Zweite erweiterte Auflage. Phönix-Verlag (W. Vogel). 173 S. mit 65 Fig. Preis 2,85 *M*.

Mit diesem Büchlein beabsichtigt der Verfasser, allen denen, die sich ein Motorrad anschaffen wollen, die Auswahl unter den vorhandenen Konstruktionen zu erleichtern. Er führt den Leser zunächst in die Kenntnis des Motorfahrrades, in die Arbeitsweise der Viertakt- und Zweitaktmotoren, der Vergaser, der Zündvorrichtungen, der Kraftübertragung usw. ein und bespricht hierbei in ziemlich umfassender Weise alle vorkommenden Einzelheiten. Im zweiten Abschnitt werden Anleitungen zum Erlernen des Motorradfahrens, zur Be-

handlung verschiedener Motorräder und ihrer Luftreifen, endlich auch Ratschläge über die Ausrustung auf längeren Radreisen gegeben. Der dritte Abschnitt enthält eine größere Anzahl von bestimmt gestellten Fragen, die man sich beim Ankauf eines Motorrades zu beantworten hat, um ein zweckmäßiges Fahrzeug zu erlangen. Einen großen Vorzug dieses Büchleins bildet seine klare und auch jedem Laien verständliche Ausdrucksweise. Der Verfasser hat seine Kunst, anschaulich und anziehend zu schildern, in seinen verschiedenen Beiträgen für die »Zeitschrift des Mitteleuropäischen Motorwagenvereines« bewiesen. Dem Verlag gebührt für die saubere Ausstattung des Buches und für die gute Ausführung der reichlich vorhandenen Figuren Anerkennung.

A. Heller.

Manuali Hoepli. Elettricità e materia. Von Dr. J. J. Thomson, übersetzt von Dr. G. Faè. Mailand 1905, Ulrico Hoepli. 199 S. mit 18 Fig. Preis 2 Lire.

Die Landindustrie. Organ für alle auf dem Lande und alle für das Land tätigen Industrien und Gewerbe. Von Dr. G. Fischer. Der Preis ist von 4 ℳ (s. Z. 1905 S. 493) auf 3 ℳ vierteljährlich herabgesetzt.

Wasserturbinen. Konstruktionszeichnungen vollständiger Turbinenanlagen, Turbinen und deren Hauptdetails. Von A. N. Astrof. Moskau 1905, J. N. Kuschnereff & Co. 95 Tafeln.

Text in russischer Sprache.

Wie mache ich eine österreichische Patentanmeldung? Eine Anleitung zur Herstellung der Patentunterlagen. Von Dr. Gottfried Dimmer und Walter Ritter v. Molo. Wien 1905, Manzsche k. u. k. Hof-Verlags- und Universitätsbuchhandlung. 58 S. mit 10 Fig. Preis 1 ℳ.

Amerika. Seine Bedeutung für die Weltwirtschaft und seine wirtschaftlichen Beziehungen zu Deutschland, insbesondre zu Hamburg in Einzeldarstellungen. Herausgegeben von Dr. Ernst v. Halle. Hamburg 1905, Hamburger Börsenhalle G. m. b. H. 763 S. mit vielen Figuren und 1 Tafel.

Das Buch ist eine Sammlung von Aufsätzen verschiedener Verfasser; es gliedert sich, abgesehen von der Einleitung, welche die Beziehungen zwischen Hamburg und Amerika behandelt, in 4 Hauptgruppen: die Vereinigten Staaten und die nordamerikanische Konkurrenz; Kanada, Mexiko und Mittelamerika; Südamerika; der Panamakanal und seine wirtschaftliche Bedeutung. Der Eindruck ist, wie es bei einem Sammelwerk schwer zu vermeiden ist, uneinheitlich; der Druck ist mäßig, und die Figuren sind völlig überflüssig.

Sammlung Schubert XXXVIII. Angewandte Potentialtheorie in elementarer Behandlung. I. Bd. Von E. Grimsehl. Leipzig 1905, G. J. Göschensche Verlagsbuchhandlung. 219 S. 8° mit 74 Fig. Preis 6 ℳ.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Elektrotechnik. Allsop, F. C. Practical electric light fitting. 6. Aufl. London 1905. Whittaker. Preis 6 ℳ.
— Chevallier, Henry. Traité des courants alternatifs simples et polyphasés et de leurs principales applications industrielles. Paris 1905. Béranger. Preis 15 ℳ.
— Claude, Georges. L'électricité à la portée de tout le monde. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 7,50 ℳ.
— Dry batteries. How to make and use them. By a dry battery expert. London 1905. Spon. Preis 2 ℳ.
— Gillon, G. Cours de constructions électrotechniques, professé à l'Institut Électromécanique de Louvain. Paris 1905 Vve. Dunod. Preis 25 ℳ.
— Gregory, J. C. A short introduction to the theory of electrolytic dissociation. London 1905. Longmans, Green & Co. Preis 1,50 ℳ.
— Hirschfeld, E. Handbuch der Schaltungsschemata für elektrische Starkstromanlagen. 2. Aufl. in 2 Bdn. II. Bd. Sekundärstationen usw. Berlin 1905. L. Marcus. Preis 20 ℳ.
— Imperial directory and statistics of electric lighting, power and traction works, 1905. Hazell, Watson & Viney. Preis 15 ℳ.
— Manual of electrical undertakings and directory of officials, 1905. Office. Preis 18 ℳ.
— Noebels, J. Haustelegraphie und Privat-Fernsprechanlagen mit besondrer Berücksichtigung des Anschlusses an das Reichsfernsprechnetz. Leipzig 1905. S. Hirzel. Preis 5 ℳ.
— Raymond, E. B. Alternating current engineering; practically treated. New York 1905. London. Kegan Paul, Trench, Trubner & Co. Limited. Preis 19,20 ℳ.
— Repetitorien der Elektrotechnik. III. Bd. Winkelmann, W. Gleichstromerzeuger und -Motoren. Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 3,40 ℳ.
— Schneider, Norman H. Electrical circuits and diagrams. London 1905. Spon. Preis 1,80 ℳ.
— Schneider, Norman H. The study of electricity for beginners. London 1905. Spon. Preis 1,80 ℳ.
— The Universal electrical directory 1905. London 1905. Alabaster Gatehouse. Preis 16,80 ℳ.

Erd- und Wasserbau. Fowler, Charles Evan. Ordinary foundations, including the coffer dam process for piers. New York 1905. London. Chapman & Hall, Limited. Preis 15 ℳ.
— Frick, P. Fouilles et fondations. Paris 1905. V. Dunod. Preis 12 ℳ.
— Umlauf, A., und R. von Stockert. Donau-Oder Kanal. Welches der beiden preisgekrönten Hebewerksprojekte soll ausgeführt werden? Wien 1905. Lehmann & Wentzel. Preis 1,20 ℳ.

Explosionsmotoren und andre Wärmekraftmaschinen. De Graffigny, Henry. Gas and petroleum engines. 2 Aufl. London 1905. Whittaker. Preis 3 ℳ.
— Hawley, T. H. Petrol motors simply explained. London 1905. Marshall. Preis 1,20 ℳ.
— Hiscox, Gardner D. Gas, gasoline, and oil vapour engines. 12. Aufl. London 1905. Constable. Preis 12,60 ℳ.
— Parsell, Henry V. A., und Arthur J. Weed. Gas engine construction. 2. Aufl. London 1905. Constable. Preis 12,60 ℳ.
— Riedler, A. Groß-Gasmaschinen. München 1905. R. Oldenbourg. Preis 10 ℳ.

Feuerungsanlagen. Jeeps, Feuerungsanlagen. 2. Aufl. Leipzig 1905. C. Scholtze. Preis 16 ℳ.

Gesundheitsingenieurwesen. Maxwell, William H. British progress in municipal engineering. A set of 3 lectures. I. General road engineering and maintenance. II. Main drainage, sewage disposal, destructors. III. Water supply. Conclusion. London 1905. Constable. Preis 7,20 ℳ.
— Robertson, W., und Porter. Sanitary law and practice: a handbook for students. London 1905. The Sanitary Publishing Company Limited. Preis 12,60 ℳ.

Hebezeuge. Marks, Edward C. R. Notes on the construction of cranes and other lifting machinery. 3. Aufl. Manchester 1905. The Techn. Publishing Company Limited. Preis 3,60 ℳ.

Heizung und Lüftung. Wolpert, A. Theorie und Praxis der Ventilation und Heizung. 4. Aufl. in 5 Bdn. 4. Bd. Die Heizung. Berlin 1905. W. & S. Loewenthal. Preis 13 ℳ.

Hochbau. Booker, Frank William. Elementary practical building construction. Stage I. London 1905. Longmans, Green & Co. Preis 3 ℳ.
— Breymann, G. A. Allgemeine Baukonstruktionslehre mit besondrer Beziehung auf das Hochbauwesen. 4. Bd. Verschiedene Konstruktionen, insbesondre Heizungs-, Lüftungs-, Wasserversorgungs- und Beleuchtungsanlagen. (In 14 Lfg. zu 1,50 ℳ.) Leipzig 1905. J. M. Gebhardt. Preis 21 ℳ.
— Reinberg, A. Das zweite Stadttheater in Riga. Riga 1905. N Kymmels Sort. Preis 9 ℳ.

Ingenieurwesen. Kempe, H. R. The engineer's year book of formulae, rules, tables, etc. London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 9,60 ℳ.
— Merkel, Kurt. Bilder aus der Ingenieurtechnik. Leipzig 1905. B. G. Teubner. Preis 1 ℳ.
— Morgan, Ben H. National engineering and trade lectures Bd. I. British progress in municipal engineering. London 1905. Archibald Constable & Co. Limited. Preis 4,20 ℳ.
— Smiles, Samuel. Lives of the engineers: Boulton and Watt. London 1905. John Murray. Preis 4,20 ℳ.
— Smiles, Samuel. Lives of the engineers: Smeaton and Rennie. London 1905. John Murray. Preis 3,90 ℳ.
— Smiles, Samuel. Lives of the engineers: George and Robert Stephenson. London 1905. John Murray. Preis 4,20 ℳ.
— Smiles, Samuel. Lives of the engineers: Metcalfe, Telford. London 1905. John Murray. Preis 4,20 ℳ.

Luft- und Wasserkraftmaschinen. Müller, Wilh. Die Francis-Turbinen und die Entwicklung des modernen Turbinenbaues in Deutschland, der Schweiz, Oesterreich-Ungarn, Italien, Frankreich, England, Skandinavien und Nord-Amerika. 2 Aufl. Hannover 1905. Gebrüder Jänecke. Preis 27 ℳ.

Maschinenwesen. Dunkerley, S. Mechanism. London 1905. Longmans, Green & Co. Preis 10,80 ℳ.
— Hiscox, Gardner D. Mechanical appliances, mechanical movements and novelties of construction. London 1905. Constable. Preis 15 ℳ.

Mechanik. Alexander, T., und A. W. Thomson. Graphic statics. London 1905. Maxmillan & Co., Limited. Preis 2,40 M.
— Kaufmann, G. Tabellen für Eisenbetonkonstruktionen. Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 2 M.
— Koenen, M. Grundzüge für die statische Berechnung der Beton- und Eisenbetonbauten. 2. Aufl. Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 1,20 M.
— Müller-Breslau, Heinr. Die graphische Statik der Baukonstruktionen. 1. Bd.: Zusammensetzung und Zerlegung der Kräfte in der Ebene. 4. Aufl. Stuttgart 1905. A. Kröner. Preis 18 M.
— Schreier, Jos. Zur statischen Untersuchung von flachen Gewölben. [Aus Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines] Wien 1905. Lehmann & Wentzel. Preis 1 M.
Motorwagen, Motorboote. Champly, René. Les bateaux automobiles à pétrole. Paris 1905. Desforges. Preis 4,50 M.
— Rodier, H. Automobiles. Annuaire technique. Paris 1905. H. Rodier, 64, rue de la Victoire. Preis 12 M.
— Spooner, Henry J. Motors and motoring. London 1905. T. C. und E. C. Jack. Preis 1,20 M.
— Zechlin, Max R. Automobilkritik. Herausgegeben vom mitteleuropäischen Motorwagenverein. Berlin 1905. W. H. Kühl. Preis 6 M.
Schiffs- und Seewesen. Achenbach, Alb. Die zeichnerische Darstellung der Schiffsschraube. 1. Tl. Die Schrauben mit konstanter Neigung. Kiel 1905. R. Cordes. Preis 0,80 M.
— Lovett, W. J. A complete classbook of naval architecture. Practical, laying off, theoretical. London 1905. Longmans, Green & Co. Preis 9 M.
— The royal navy list and naval recorder. London 1905. Witherby & Co. Preis 12 M.
— Wilda. Die Dampfturbine als Schiffsmaschine. Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 1 M.
Straßenbahnen. Clouet des Pesruches, L. Manuel du conducteur de voitures Serpollet. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 3,50 M.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Ueber die Farbe künstlicher Lichtquellen und über den Lichteffekt der Strahlung. Von Voege (Journ. Gasb.-Wasserv. 10. Juni 05 S. 513/16*) Untersuchung der verschiedenen gebräuchlichen Lichtquellen hinsichtlich der Leuchtstärke der einzelnen Farben durch Abblenden mit gefärbten Gläsern. Zusammenhang zwischen Farbe und Lichteffekt.

Tests of the tantalum lamp. Von Bell und Puffer. (El. World 3. Juni 05 S. 1008/09*) Räumliche Lichtstärke. Lichtstärke und Lebensdauer im Vergleich zur Kohlenfadenlampe.

Bergbau.

Ueber das wirtschaftliche Verhältnis von Gichtgasmotoren und Dampfmaschinen im Verhüttungsgebiete der Minette. Von Ehrhardt. (Stahl u. Eisen 1. Juni 05 S. 638/45) Der Vergleich ist auf Grund tatsächlicher Betriebsergebnisse aufgestellt und bezieht sich auf Kapitalanlage, Verzinsung und Tilgung, Kosten der Wasserbeschaffung, Dampfkosten, Bewertung des Gichtgases, Gasverbrauch der Gichtgasmaschinen, Betriebsicherheit der Gasmaschinen, Einfluß der Dampfzuleitungen in Hüttenwerken und gesamte Betriebskosten, ermittelt an 12 Maschinenanlagen.

Kokslösch- und Verladeanlage der Grube »Emma« bei Streckau. Von Scharf. (Glückauf 10. Juni 05 S. 727/30*) Bei der von Grohmann & Frosch in Leipzig ausgeführten Anlage werden die Koks von je 10 Schwelöfen in einem Muldenkippwagen abgelassen, der auf eine 5 m hohe Brücke gehoben wird. Sodann werden die Wagen auf dieser Brücke bis zur Verladebrücke gefahren, an die sich die Brücke mit der Löschvorrichtung anschließt.

Les machines d'extraction électriques. Von Schmerber. Schluß. (Génie civ. 3. Juni 05 S. 73/77* mit 1 Taf.) Fördermaschinen der Société Franz in Lübtheen, der Harpener Bergbaugesellschaft, in Ligny-les-Aire und in Grand-Hornu (Belgien).

Eisenbahnwesen.

Caledonian railway new viaducts and extensions. (Engineer 9. Juni 05 S. 569/70* mit 1 Taf.) Bericht über die Anlage von rd. 60 km langen eingleisigen Linien und Darstellung zweier neuer Brücken, die bereits für den Ausbau der Linien auf zwei Gleise eingerichtet sind.

Electricity on steam railways. Von Street. (Eng. News 1. Juni 05 S. 569/71*) Steigerung der Einnahmen. Motorausrüstung der Züge. Leistungsfähigkeit der Bahnhöfe. Betriebsausgaben. Unterhaltung der Ausrüstung. Die verschiedenen elektrischen Betriebsarten.

Die Berechnung der Fahrzeiten von Personen- und Schnellzügen. Von v. Borries. (Organ 05 Heft 6 S. 149/52*) Rechnerische Untersuchung der Lokomotivleistung und der Bewegungswiderstände der Züge. Schluß folgt.

Zusammenstellung der Reifenabnutzung an Lokomotiven mit innen und außen liegenden Zylindern. Von Busse. (Organ 05 Heft 6 S. 154/56*) Bei den Schnellzuglokomotiven mit innen liegenden Zylindern sind nach 18 Monaten sehr günstige Erfahrungen gemacht worden. Die Abnutzungen sind in Zahlentafeln zusammengestellt. Lage der größten Abnutzung hinsichtlich der Kurbelstellung.

Bekohlungsanlage der badischen Staatseisenbahnen in Mannheim. Von Zimmermann (Organ 05 Heft 6 S. 152/54) Betriebsergebnisse der Anlage im Jahre 1903/04.

[1]) **Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 80 und 81 veröffentlicht.**

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 M pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 M pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenhüttenwesen.

The Detroit Iron and Steel Company's blast furnace plant. (Iron Age 1. Juni 05 S. 1727/30*) Die Anlage enthält einen Hochofen von 5,33 m Dmr. an der Rast, 23,8 m Höhe und 250 bis 300 t Tagesleistung. Gichtverschluß. Gichtaufzug. Umwechseln der Gichtglocken nebst elektrischem Antriebe. Winderhitzer. Kraftwerk.

Ueber den gegenwärtigen Stand der elektrischen Eisen- und Stahlerzeugung Von Borchers. (Stahl u. Eisen 1. Juni 05 S. 631/37*) Wortgetreue Veröffentlichung des in Z. 1905 S. 966 im Auszuge wiedergegebenen Vortrages.

Die Elektrometallurgie im Jahre 1904. Von Peters. (Glückauf 10. Juni 05 S. 717/27*) Erzeugung von Roheisen und Stahl auf elektrothermischem Wege. Elektrothermische Verarbeitungsverfahren im Eisenhüttenwesen. Forts. folgt.

Die Verwendung von trockenem Gebläsewind im Hochofenbetrieb. (Stahl u. Eisen 1. Juni 05 S. 645/51) Deutsche Wiedergabe der in Zeitschriftenschau v. 10. Juni 05 erwähnten Abhandlung von Gayley.

Die Kleinbessemerei in Verbindung mit Martinofenbetrieb. Von Wedding. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Mai 05 S. 259/80* mit 3 Taf.) Allgemeines über die Grundlagen der Kleinbessemerei. Kleinbessemereianlagen, insbesondre die von Otto Gruson & Co. in Buckau bei Magdeburg, die monatlich 150 t Kleinbessemerei-Flußwaren und 450 t Martinofen-Flußwaren liefert.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Calcul des ponts en arc et des ponts suspendus. Von Considère. (Ann. Ponts. Chauss. 05 Heft 1 S. 81/104*) Berechnung der Spannungen und Formänderungen.

The cantilever erection of the St. Joseph draw bridge. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 638/40*) Die Brücke hat drei feste Oeffnungen von je rd. 90 m und zwei von dem drehbaren Teil der Brücke überspannte Oeffnungen von zusammen 109 m Weite. Bericht über die Verstärkung der Brücke und ihre Erweiterung durch je eine auf den Außenseiten der Längsträger ausgekragte Fahrbahn.

Dimensionierung von Eisenbeton-Trägern durch Zeichnung. Von Weiske. (Deutsche Bauz. Beil. 7. Juni 05 S. 42/44*) Das Verfahren stützt sich auf die preußischen Bestimmungen über die Berechnung von Eisenbetonbauten.

The design of reinforced concrete beams. II. Von Blakely. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 635/37*) S. Zeitschriftenschau v. 24. Juni 05.

The Connecticut Avenue concrete arch bridge at Washington, D. C. (Eng. News 1. Juni 05 S. 571/73*) Die Brücke ist 20 m breit und hat 5 mittlere kreisförmig gewölbte Bogen von 46 m Spannweite und je eine von 25 m Spannweite an den Enden.

The sixty-ninth regiment armory drill hall, New York. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 619/25*) Das Regimentshaus bedeckt rd. 60 × 93 qm Grundfläche. Die Exerzierhalle ist 60 m lang, 57,5 m breit und wird von einem Dreigelenk-Tonnengewölbe von rd. 30 m lichter Höhe überdacht. Eingehende Darstellung der Eisenkonstruktion.

Elektrotechnik.

Die elektrische Kraft- und Lichtanlage der Zeche Dahlbusch. Von Bollmann. (Glückauf 3. Juni 05 S. 685/98* mit 4 Taf.) Die 6 Förderschächte werden von zwei Dampfkraftwerken mit Drehstrom von 2000 V gespeist, von denen das größere eine Dampfmaschinen-Dynamo von 325 KW mit Hult-Motor-Erregergruppe von 11 KW und Drehstrom-Gleichstrom-Umformer von 32 KW sowie eine Parsons-Turbodynamo von 900 KW bei 1500 Uml./min enthält. Das zweite Werk enthält zwei Verbunddynamos von 100 KW bei 500 Uml./min. Stromverteilung. Motoren und Beleuchtungsanlage.

Elektrizitätswerk der Stadt Drammen. Von Thrue. Schluß. (Elektrot. Z. 15. Juni 05 S. 563/69*) Schaltanlage und Verbindungsleitungen. Transformatoren. Fernleitung. Transformatorstellen. Hochspannungs-Verteilleitungen. Einzeltransformatoren. Niederspannungs-Verteilleitungen.

Erd- und Wasserbau.

Der Abfluß an einem Grundwehr kurvenförmigen Profils. Von Hermanek. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 2. Juni 05 S. 339/42*)

Elektrotechnische Aufgaben im Tunnelbau. Von Hruschka. Schluß. (Z. f. Elektrot. Wien 4. Juni 05 S. 357/59*) Elektrische Kraftwerke, Bohr- und Lüfteinrichtungen für den Tauern-, Karawanken-, Wocheiner und Bosrucktunnel.

The first street tunnel, Washington. Schluß. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 632/34*) S. Zeitschriftenschau v. 10. Juni 05.

Gießerei.

Die Gießerei der amerikanischen Lokomotivwerke zu Schenectady, N. Y. (Stahl u. Eisen 1. Juni 05 S. 656/58*) Anlage und Ausrüstung der Gießhalle und Putzerei mit Angaben über die Sandaufbereitung, Kernformerei und Fördereinrichtungen.

Mounting a shuttle-box pattern on a molding machine. Von Weaver. (Am. Mach. 10. Juni 05 S. 680/82*) Eingehende Darstellung des Arbeitsvorganges.

Heizung und Lüftung.

Beobachtungen an einer Schnellstrom-Warmwasserheizung, System Brückner (Brückner-Heizung). Von Netolitzky und Prausnitz. (Gesundhtsing. 10. Juni 05 S. 265/69*) Die mitgeteilten Beobachtungen führen zu einer abfälligen Beurteilung der Heizung.

Hochbau.

The reconstruction of the Continental Trust building, Baltimore. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 629/30*) Bericht über die Wiederherstellung eines 16 stöckigen Gebäudes aus Eisenkonstruktion, dessen Mauern und verbrennbare Teile durch ein Feuer beschädigt und zum Teil vernichtet worden waren. Die Eisenkonstruktion soll fast vollständig unversehrt geblieben sein.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Malzsilo in Eisenbeton für die Aktien-Brauerei »Zum Löwenbräu« in München. Von Zöllner. (Deutsche Bauz. Beil. 7. Juni 05 S. 41/42*) Der Speicher hat 22,8 × 12,2 qm Grundfläche und enthält 6 × 3 Silozellen von 16,5 m Höhe. Insgesamt können 39 600 hl Malz untergebracht werden. Darstellung der Konstruktion.

Maschinenteile.

An interesting pair of spiral intermittent gears. (Am. Mach. 10. Juni 05 S. 679/80*) Schnecke und Schneckenrad sind mit verschieden gestellten Zähnen versehen und stellenweise am Umfange glatt, so daß beim Drehen des Schneckenrades in einer Richtung die Schnecke zunächst eine 3/4 Umdrehung und dann 1/4 Umdrehung in umgekehrter Richtung mit kurzer Pause zwischen beiden Bewegungen macht.

Materialkunde.

Vanadium and vanadium steel. (Engineer 9. Juni 05 S. 565) Die Gewinnung von Vanadium aus reinen Erzen. Bericht über Versuche an Vanadiumstahl.

Some recent tests of concrete in tension and compression at the Columbia University laboratories. Von Woolson. (Eng. News 1. Juni 05 S. 561/66*) Eingehende Darstellung der Ausführung und Wiedergabe der Ergebnisse der Versuche.

Mechanik.

Das Ausströmen heißen Wassers aus Gefäßmündungen. Von Fliegner. (Schweiz. Bauz. 10. Juni 05 S. 282/85*) Die auf ältere Versuche gestützten rechnerischen Untersuchungen laufen darauf hinaus, daß sich entgegen der Auffassung von Zeuner und Lorenz in der Mündungsebene ein hoher Druck einstellt. Schluß folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Die Berechnung von Drehspul-Meßgeräten. Von Janus. (Elektrot. Z. 15. Juni 05 S. 560) Richtung und Größe der Antriebkraft. Feldstärke der permanenten Magnete. Drehmoment und Gewicht der Drehspule. Berechnung der Spiralfedern und der Wicklung.

Metallbearbeitung.

Feeds and speeds for lathe work. Von Sperry. (Am. Mach. 10. Juni 05 S. 685/87*) Schaulinientafeln über die im Betriebe der Cincinnati Milling Machine Co. üblichen Schnittgeschwindigkeiten.

A new automatic screw machine. (Iron Age 1. Juni 05 S. 1738*) Die Anschläge für den Vorschub und die Drehbewegung des Werkzeugkopfes sind in T-Nuten auf den Steuertrommeln einstellbar.

German vertical keyseating and slotting machine. (Am. Mach. 10. Juni 05 S. 690/92*) Darstellung einer Nutenfräsmaschine von de Fries & Co. A.-G. mit den wichtigsten Konstruktionseinzelheiten.

The new Hendey all gear drive universal milling machine. (Iron Age 1. Juni 05 S. 1736/37*) Bei der Maschine sind für den Spindel- und Tischantrieb Hendey-Norton-Wechselräder verwendet.

Motorwagen und Fahrräder.

Transports automobiles militaires. Batterie automobiles de l'armée portugaise. Von Espitallier. (Génie civ. 10. Juni 05 S. 89/93 mit 1 Taf.) Allgemeines über ältere Versuche zur Schaffung von Motorwagenantrieben für Geschütze. Darstellung des mit einem 35 pferdigen Petroleummotor von 900 Uml./min ausgerüsteten Zugwagens für eine Batterie von vier 15 cm-Geschützen. Der Wagen muß gleichzeitig 5 t Schießbedarf aufnehmen können.

Physik.

Ergebnisse und Probleme der Elektronentheorie. Von Lorentz. (Elektrot. Z. 15. Juni 05 S. 555/60*)

Schiffbau- und Seewesen.

The new United States scout cruisers. (Marine Eng. Juni 05 S. 254/55*) Die Zweischraubenschiffe sind 148 m lang, 13,9 m breit, haben bei 5,1 m Tiefgang 3750 t Wasserverdrängung und sollen 24,5 Knoten laufen. Die Maschinen leisten 16 000 PSi. Die Dampfstrecke beträgt 6250 Seemeilen bei 10 Knoten Marschgeschwindigkeit. Die Schiffe sind mit zwölf 7,6 cm-Schnelladegeschützen und zwei 53 cm-Torpedorohren unter Wasser ausgerüstet.

The new steamship Bermudian. (Marine Eng. Juni 05 S. 229/32*) Der Zweischraubendampfer für Personenverkehr hat 5530 brutto Registertons, ist 132,5 m lang, 25,25 m breit und mit zwei Dreifach-Expansionsmaschinen ausgerüstet, die dem Schiffe bei 9000 PS Leistung 18,6 Knoten Geschwindigkeit erteilen.

The tug boats Wm. E. Cleary and J. H. Williams. (Marine Eng. Juni 05 S. 236/37*) Die Schleppboote sind 22,8 m lang, 5,8 m breit und haben 143 t Wasserverdrängung. Sie sind mit einem Zylinderkessel von 116 qm Heizfläche und einer einzylindrigen Maschine von 240 PSi Leistung ausgerüstet und sollen ohne Schleppzug 13 Knoten laufen.

Launching of the United States battleship Nebraska. (Marine Eng. Juni 05 S. 233/36*) Zustand des Schiffes beim Stapellauf, wobei es rd. 6000 t wog. Einrichtungen für den Stapellauf. Beobachtungen über den Stapellauf.

Oscillations des tours de phares. Von Ribière. (Ann. Ponts Chauss. 05 Heft 1 S. 24/33* mit 2 Taf.) Das Gerät, mit dem an 7 Leuchttürmen Messungen angestellt worden sind, besteht aus einer auf 4 Stahlkugeln ruhenden infolge ihrer Trägheit unbewegten dicken Glasscheibe, auf der die Schwingungen eines mit dem Turme verbundenen Schreibstiftes aufgezeichnet werden.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Die Explosionsmaschinen. Von Dölling. (Z. f. Elektrot. Wien 4. Juni 05 S. 353/57* u. 11. Juni S. 368/72*) Erläuterungen über Theorie und Betriebseigenschaften. Entwicklung der Konstruktion. Schluß folgt.

Wasserkraftanlagen.

Hydromechanische Einrichtungen von neueren österreichischen Elektrizitätswerken. Ausgeführt von der Prager Maschinenbau-A.-G. vorm. Ruston & Co. in Prag. Von Witz. Forts. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 2. Juni 05 S. 333/39* mit 3 Taf.) Das mit einer Dampfkraftanlage verbundene Wasserkraftwerk der Stadt Bruck a/Mur nutzt ein mittleres Gefälle von 8,7 m in drei Francis-Doppelturbinen von je 675 PS Leistung aus, von deren wagerechter Welle 5000 V-Drehstromerzeuger mit 150 Uml./min angetrieben werden. Wirtschaftlichkeit der Anlage.

The hydraulic plant of the Puget Sound Power Co. Von Warner. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Mai 05 S. 340/61* mit 15 Taf.) Ausführliche Mitteilung über das in Zeitschriftenschau v. 22. Okt. 04 erwähnte Kraftwerk am Puyallup-Fluß, insbesondre über den Bau der Oberwasserleitung und der Wehre.

Water power development at Little Falls, Minn., and its industrial results. Von Warren. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 616/19*) Erläuterungen über die vorhandenen und noch zu gewinnenden Wasserkräfte. Ausnutzung der Wasserkräfte durch Damm, Kanal und Turbinenanlage. Elektrizitätswerke. Industrieunternehmungen.

Wasserversorgung.

The electric pumping station of the Schenectady water works. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 640*) Das neue Wasserwerk soll täglich rd. 90 000 cbm liefern und ist mit zwei zweistufigen Kreiselpumpen ausgerüstet, die durch je einen 800 pferdigen Drehstrommotor mit 800 Uml./min unmittelbar angetrieben werden.

Mechanically operated screens, Newark water-works. (Eng. Rec. 3. Juni 05 S. 625*) Darstellung der Schützen für die Abflußleitungen des in Zeitschriftenschau v. 9. und 16. Jan. 04 erwähnten Cedar Grove-Wasserbehälters.

Rundschau.

In Fig. 1 bis 6 ist das **Schlachtschiff »Virginia«**, eines der stärksten und neuesten Linienschiffe der Marine der Vereinigten Staaten von Amerika, dargestellt [1]), das binnen kurzem in den aktiven Dienst eingereiht werden wird. »Virginia« ist das erste einer Gruppe von fünf ähnlichen Linienschiffen, zu der noch »Nebraska«, »Georgia«, »New Jersey« und »Rhode Island« gehören. Die Länge des Schiffes beträgt 132,5 m in der Wasserlinie, die größte Breite 23 m, der Tiefgang 7 m bei 14 950 t Wasserverdrängung, der Kohlenvorrat normal 900 t; er kann aber bei Bedarf auf 1700 t erhöht werden, womit ein Aktionsradius von 3825 Seemeilen bei 10 Knoten Geschwindigkeit gesichert ist. Gebaut wurde das Schiff auf der Werft der Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Co., wo es am 5. April 1904 vom Stapel lief.

Die Bewaffnung der Schiffe der Virginia-Klasse besteht aus vier 30,4 cm-Geschützen, die zu je zweien in einem vorderen und einem hinteren Panzerturm aufgestellt sind, acht 20 cm-Geschützen, ebenfalls in Panzertürmen, dann der Schnellfeuerartillerie von zwölf 15 cm-Geschützen, zwölf 7,6 cm-, zwölf 4,7 cm- sowie acht 3,7 cm-Geschützen, endlich zehn Maschinengewehren und kleineren Geschützen und zwei Unterwasser-Torpedolanzierrohren. Die Panzerung ist besonders stark; der Gürtelpanzer, der sich vom Bug zum Heck erstreckt, ist 2,4 m hoch, in der Mitte 28 bis 23 cm dick und schwächt sich allmählich nach den Enden auf 10 cm ab; die Panzerung der Kasematten hat 15 cm, die der Geschütztürme 30 bis 20 cm Dicke, während das Schutzdeck 7,6 cm dick ist. Ueber dem Schutzdeck ist ein 0,9 m hoher Kofferdamm aus Zellstoff rings an der Bordwand angeordnet. Um die Munition den vielen Geschützen der »Virginia« so schnell wie möglich zuführen zu können, ist eine große Anzahl elektrisch betriebener Munitionsaufzüge eingebaut, wodurch es möglich wird, aus den 30,4 cm-Geschützen alle 90 Sekunden, aus den 20 cm-Geschützen alle 50 Sekunden und aus den 15 cm-Geschützen alle 10 Sekunden einen Schuß abzugeben.

Fig. 1 bis 6.

Das Linienschiff »Virginia«.

Die innere Einrichtung des Schiffes ist entsprechend seiner Größe sehr weiträumig, wie aus den Deckplänen ersichtlich ist. Die Besatzung umfaßt rd. 800 Mann. Zum Antrieb des Schiffes dienen zwei Dreifach-Expansionsmaschinen von 19000 PSi bei 120 Uml./min; die Hochdruckzylinder haben 889 mm, die Mitteldruckzylinder 1448 mm und die beiden Niederdruckzylinder 1676 mm Dmr. bei 1219 mm Hub.

[1]) Marine Engineering Juni 1904 S. 250.

Der Dampf wird in 24 Niclausse-Kesseln von zusammen rd. 5300 qm Heizfläche und rd. 120 qm Rostfläche erzeugt. Die Ausrüstung mit Hülfsmaschinen ist sehr reichhaltig; insbesondre sind umfangreiche Einrichtungen zur Erzeugung von frischem Wasser vorgesehen. Die elektrische Anlage, welche neben der Beleuchtung für das ganze Schiff den Strom für 6 Scheinwerfer, die zahlreichen Munitionsaufzüge, die Drehvorrichtungen für die Türme, zum Antrieb der Gebläse usw. liefert, besteht aus 6 Dampfdynamos von je 50 KW und zwei Dampfdynamos von je 100 KW, in denen Gleichstrom von 125 V erzeugt wird.

Die vorgeschriebene Geschwindigkeit des Schiffes beträgt 19 Knoten, doch hofft man, sie auf den demnächst stattfindenden Probefahrten erheblich zu überschreiten.

Die Lokomotiven der algerischen Bahnen müssen infolge des schlechten Speisewassers sehr häufig gereinigt werden und haben auch sonst viel mit Reparaturen zu tun. Um aus diesen Schwierigkeiten herauszukommen, hat die Verwaltung der Paris-Lyon-Mittelmeer-Eisenbahn versuchsweise für den Dienst in Algier eine **Lokomotive mit Wasserrohrkessel** versehen lassen, die in Fig. 1 bis 4 dargestellt ist[1]). Von außen gesehen gleicht diese vom Chefingenieur Jacques Robert des algerischen Bahnnetzes entworfene Lokomotive fast ganz den üblichen Maschinen mit Feuerrohrkesseln, nur daß der Kessel etwas größer ist. Er besteht aus zwei übereinander liegenden Trommeln, die durch drei Stutzen und Bündel von gebogenen Röhren miteinander verbunden sind. Die

Fig. 1 bis 4.

obere Trommel, von etwas größerem Durchmesser als die untere, ist auch länger als diese und reicht bis in den Führerstand. Die für den Güterzugdienst bestimmte Lokomotive hat vier Achsen, von denen drei gekuppelt sind, während die vorderste drehbar gelagert ist. Zum Vergleich sind die Abmessungen des Kessels dieser Lokomotive denen einer sonst gleichartigen Lokomotive mit Feuerrohrkessel der algerischen Bahnen gegenübergestellt.

[1]) Revue générale des Chemins de Fer April 1905 S. 237.

		Lokomotive mit Feuerrohrkessel	Lokomotive mit Wasserrohrkessel
Länge der Rostfläche	m	1,846	1,850
Breite der Rostfläche	»	1	1,05
Rostoberfläche	qm	1,846	1,942
Anzahl der Röhren		208	616
Gesamtheizfläche	»	116,3	119,3
Röhrenheizfläche	»	106,5	
Gewicht des leeren Kessels ohne Zubehör	t	15	13,5
Gewicht des gefüllten Kessels	»	18,5	19,35
Preis des Kessels ohne Zubehör	frs	25 500	21 500

Die neue Lokomotive, die seit Februar 1904 in Betrieb steht, hat sich bisher sehr gut bewährt. Anfänglich stellten sich einige Anstände heraus, denen jedoch bald abgeholfen wurde. So hat man eine besondre Vorrichtung geschaffen, um den äußeren Niederschlag auf dem Röhrenbündel zu beseitigen; von innen lassen sich die Röhren mit eigenartigen Bürsten leicht reinigen. Die Röhren bestanden anfänglich aus Kupfer, jedoch zeigte sich bald, daß dieses Material der Beanspruchung nicht gewachsen war, und man ging daher wieder zu gewöhnlichen Stahlröhren über. Obgleich sich noch nicht voraussagen läßt, welche Lebensdauer der Kessel haben wird, so hat die Bahnverwaltung doch schon die Ueberzeugung gewonnen, daß die Reparaturen an dem Wasserrohrkessel geringer sind und weniger Zeit in Anspruch nehmen als bei Feuerrohrkesseln, und daß damit der ganze Betrieb billiger wird, wozu noch kommt, daß die Leistung schneller gesteigert werden kann und, wenn kein Bedarf vorhanden ist, der Dampfdruck plötzlich wieder vermindert werden darf, ohne daß der Kessel darunter leidet.

An einer der grofsen Corliss-Dampfmaschinen im elektrischen Kraftwerk der Boston Elevated Railway hat sich, wie die Zeitschrift »Power« mitteilt, der nachstehend beschriebene **Unfall** ereignet. Die betreffende Verbundmaschine ist gegen Ende des Jahres 1899 aufgestellt worden. Sie hat 1070 und 2290 mm Zyl.-Dmr. bei 1505 mm Hub und macht 75 Uml./min, einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von etwa 3,8 m/sk entsprechend. Ursprünglich war die Maschine mit einem eigenartig ausgebildeten Niederdruckkolben versehen. Man hat nämlich durch angegossene Erhöhungen an beiden Kolbenseiten etwa $1^3/_4$ vH des gesamten Zylinderinhaltes auszufüllen versucht, um den schädlichen Raum auf weniger als 2 vH herabzumindern. Dieser Kolben ist jedoch sehr bald durch einen glatten Kolben ersetzt worden, weil schon eine geringe Verdrehung des Kolbens auf der Kolbenstange zu einem sehr gefährlichen Zusammenstoß mit den Drehschiebern hätte führen müssen. Der neue Niederdruckkolben ist ein Hohlkörper, der durch 16 strahlig angeordnete Rippen von 37,5 mm Dicke versteift ist; die Rippen sind an der Nabe und am Umfang des Kolbens ausgeschnitten, so daß nur in der Mitte der Kolbenfläche etwa 75 mm breite Stützen bleiben. Die Kernlöcher sind in zwei Kreisen von 460 und 860 mm Dmr. angeordnet und haben etwa 64 mm Weite. Dieser Kolben ist nun, wie die nebenstehende Abbildung zeigt, in den inneren Kernlochreihen glatt abgerissen. Während der Kolbenkörper auf den unteren Zylinderdeckel herabfiel, bewegte sich die ihrer Führung beraubte Kolbenstange weiter nach oben, und ihre Mutter, welche die ihr entsprechende Ausnehmung nicht mehr genau erreichte, sprengte das obere Schiebergehäuse und einen Anschluß der Dampfleitung, wobei auch die beiden oberen Steuerschieber hart mitgenommen wurden. Gleichzeitig wurde aber auch der Kreuzkopf zerdrückt, der Kurbelzapfen gelockert und die Zugstange verbogen, so daß fast die ganze Niederdruckseite der Maschine dem Ereignis zum Opfer gefallen ist. Es liegt nahe, als unmittelbare Ursache dieses Unfalles Wasserschlag anzunehmen, der bei so geringen schädlichen Räumen nichts Seltenes sein würde. Doch erscheint es nach der beschriebenen Konstruktion des Niederdruckkolbens gar nicht ausgeschlossen, daß der Unfall lediglich einem Konstruktionsfehler, nämlich der zu großen Verschwächung der Kolbenwände durch die innere Kernlochreihe, zuzuschreiben ist.

Unfall an einer Corliss-Dampfmaschine.

Der Tunnel der **Jungfrau-Bahn** ist nunmehr bis zur Station Eismeer, die 3162 m hoch gelegen ist, durchgebrochen. Die Station wird am 1. August dem Betrieb übergeben werden[1]).

[1]) Vgl Z. 1904 S. 1713.

Patentbericht.

Kl. 88. Nr. 158048. Steuerung für Druckwassermaschinen. C. Prött, Hagen i/W. Wenn vor dem Hubende der (starr verbundenen) Kolben a_1, a der Verteilschieber b sowohl den Druckwassereinlaß c als auch die Abwasserauslässe d_1, d abgeschlossen hat, drückt a_1 das Wasser aus o_1 durch eine besondre Leitung e_1 nach f_1, drückt den bei m, n, n_1 mit totem Gange gesteuerten Hülfsschieber g_1 h g nach links und das Wasser aus f durch e nach o, bis h die Zweigleitungen i_1 i öffnet, worauf bis zum Hubwechsel das Wasser aus o_1 durch e_1, i_1, k nach c zurückgedrückt wird und der Kolben a Abwasser aus d durch l, i, e nach o zurücksaugt, so daß kein schädlicher Ueberdruck in o_1 und kein Unterdruck in o eintreten kann.

Kl. 47. Nr. 158579. Losscheibenkupplung. Akt.-G. Brown, Boveri & Co., Baden (Schweiz). Drückt man den Ring r mit den Führungsansätzen p und den bei s in p gelagerten Schwunghebeln t u nach links, so wird die Feder v gespannt und schiebt die bis dahin auf den Zapfen k ruhende Hohlkegelscheibe h i auf die mit der Triebwelle c fest verbundene Vollkegelscheibe a; aber erst wenn i die Mindestgeschwindigkeit erhalten hat, greifen die Fliehkrafthebel t in die Ringnut g und sichern die Kupplung. Sinkt die Geschwindigkeit unter das Mindestmaß, so löst sich die Kupplung selbsttätig.

Kl. 35. Nr. 158820. Fahrschachtverschluß. A. Behre, Lehrte (Hannover). Schiebetüren *e, f, g*, deren Anzahl um 1 kleiner als die der Stockwerke ist, nehmen von oben nach unten an Gewicht zu, können sich in Führungen mit Anschlägen nur zwischen zwei Stockwerken verschieben und sind durch Seile *h, m*, feste Rollen *i, l* und eine Flasche *k d* mit dem Fahrstuhl *a* verbunden. Wird *a* durch das über die Rolle *b* geführte Seil *c* gehoben, so senkt sich mit *k d* nur die schwerere Tür *e* bis zum Verschluß der unteren Schachtöffnung, dann senkt sich *f* und zuletzt *g* um Stockwerkshöhe; beim Abwärtsfahren von *a* bewegen sich *g, f, e* umgekehrt. Für jedes weitere Stockwerk kommt eine Flasche *k d* hinzu.

Kl. 35. Nr. 158821 (Zusatz zu Nr. 150779, Z. 1904 S. 1269). **Laufkatze.** O. Kammerer, Charlottenburg. Der bei Laufkatzen mit eigener Antriebsmaschine zur Ueberwindung größerer Steigungen erforderliche Reibungsdruck zwischen den Rollen *a* und der Bahn *b* wird mittels Rollenhebels *h c* durch den Zahndruck *s* zweier Zahnräder *r*, r_1, Fig. 1, oder den Achsendruck *x* einer Schneckenwelle *k*, Fig. 2, erzeugt.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 46. Nr. 158632. Brennkraftmaschine. R. Mewes, Berlin. Die im oberen Totpunkt entzündete Ladung treibt zunächst den Hochdruckkolben *f* allein, bis dieser in Hubmitte den Kanal *h* freilegt, worauf die Arbeitsgase sowohl auf *f* als auf den Niederdruckkolben *g* wirken, dessen Kurbel um 90° nacheilt. Nach dem unteren Hubwechsel von *f* kommt noch der Unterschied der Arbeiten von *f* und *g* zur Wirkung, bis der Auspuff *k* geöffnet wird. Bei der Rückkehr verdichtet *f* nach Abschluß von *h* die neue Ladung (Zweitakt); f_1, h_1, k_1 wirken ebenso.

Kl. 46. Nr. 157774. Gasmaschinenregelung. Langen & Wolf, Wien. Während das Einlaßventil *a* mittels Steuerstange *d* und Hebels *c* immer denselben Hub erhält, wird das Mischventil *h* mittels Hebels *e* und Stange *g* mehr oder weniger geöffnet, je nachdem die Rollfläche *l* für die Rolle *f* an *e* vom Regler mehr oder weniger schräg eingestellt wird.

Kl. 46. Nr. 158611. Regelung für Kohlenwasserstoffmaschinen. A. Altmann, Berlin. Der Regler *r* stellt mittels Hebels *h* und Stange *k* die Luftzuführklappe *l* und gleichzeitig mittels der an *h* verstellbaren Stange *i* den auf der Welle *w* verschiebbaren Arm *a* (Nebenfigur) dem Kraftverbrauch gemäß ein. Der das Einlaßventil *e* steuernde Hebel *d* trifft die Stellschraube *c* in *a* und öffnet mittels eines zweiten Armes a_1 das Brennstoffventil *b*; seine untere Linie ist so gestaltet, daß das Mischungsverhältnis entweder für große und kleine Ladungen unveränderlich bleibt oder für kleinere Ladungen reicher an Brennstoff wird.

Kl. 46. Nr. 158850. Auspuffventil. R. Pawlikowski, Görlitz. Das entlastete Doppelsitzventil *v* erhält außer den gewöhnlichen Sitzen s_1, s_2 noch einen Sitz s_3 nahe der Spindelführung *a*, der die Dichtungsfläche zwischen *a* und der das Kühlwasser führenden Spindel *b* der Einwirkung der Feuergase entzieht. Ein Ringraum *r* innerhalb s_3, der durch einen Kanal *k* mit dem Auspuff verbunden ist, wird bei jedem Hube von einem Teil der Auspuffgase durchströmt, wodurch die Sitzflächen von Verunreinigungen rein gehalten werden.

Kl. 47. Nr. 158068. Riemenauflieger. O. Gebauer, Berlin. Der die Leitrolle *e* für den Riemen tragende, mit der Handstange *a* bei *z* gelenkig verbundene Arm *b* wird mittels Feder *h*, Klinke *g* und Herzstückes *f* gesperrt, dessen ansteigende und sperrende Bogen *x* sich in Bogen *y* zum Mittelpunkte *s* fortsetzen, damit der Arm *b* sich, nachdem die Sperrung überwunden, gleichmäßig dreht und das gefährliche plötzliche Umkippen verhütet wird.

Kl. 47. Nr. 158513. Pleuelstange. M. Thier, Erfurt. Zwei in der hohlen Stange *a* liegende Stäbe *c*, c_1 werden durch ein Keilgetriebe *g h i*, eine Gewindemuffe oder dergl. auseinander und gegen die Lagerschalen *d, e* gedrückt, so daß *a* nur auf Zug beansprucht und das beständige Anliegen der Lagerschalen an die Zapfen gesichert wird.

Kl. 47. Nr. 158065. Ungeteiltes Lager. E. Hollingworth, Dobcross (Engl.). Die obere Oeffnung der Lagerbohrung *a* ist kleiner als der Durchmesser, und die Lagerbüchse *d* ist bei *e* abgeflacht, so daß sie in *a* eingebracht und nach Drehung um 90° mit dem Flansch *g* bei *i* befestigt und, nachdem die Schraube gelöst und die Büchse zurückgedreht, samt der Welle *f* aus dem Lagerkörper *b* ausgehoben werden kann.

Kl. 47. Nr. 158066. Veränderlicher Kurbelarm. E. Bugatti, Straßburg i/E. Um die schwingende Bewegung der wagerechten Welle *n a* in eine geradlinige der senkrechten Stange *b* (oder umgekehrt) zu verwandeln, nimmt die zylindrische Gleitbahn *i* an *a* ein zylindrisches Gleitstück *k* auf, das in einem Hohlkegel die halbkegelförmigen Angeln *h* der Kurbelaugen *e* beim Anziehen der Mutter *m* zusammenhält und in *i* leicht geführt wird.

Kl. 47. Nr. 158599. Holzschraube. E. Richter, Dresden-A. Um die Widerstandsfähigkeit des Triebschlitzes *s* zu erhöhen und den Schraubenzieher am seitlichen Ausgleiten zu hindern, ist ein ringsum gehender Wulst oder Rand *r* angebracht.

Kl. 47. Nr. 158067. Reibkupplung für Losscheiben. H. Kellner, Dessau. Die mit ihrer hohlkegeligen Nabe *b* auf der kegeligen Leerlaufbüchse *a* und am Stellringe *c* lose laufende Scheibe wird mit *a c* gekuppelt, sobald die (mehrfach vorhandene) Feder *e* bei Linksverschiebung der Muffe *g* mittels Daumenhebels *f* oder dergl. gespannt wird.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Der mechanische Wirkungsgrad und die indizierte Leistung der Gasmaschine.

Sehr geehrte Redaktion!

Hoffentlich werden die verschiedenen Meinungen über den Begriff »mechanischer Wirkungsgrad«, die in letzter Zeit in dieser Zeitschrift geäußert sind und zu einem heftigen Kampfe geführt haben, endlich durch die Auseinandersetzungen und Vorschläge von R. Diesel[1]) vereinigt werden. Diesels Definitionen sind vom theoretischen Standpunkt aus einwandfrei und dabei so klar, daß sie zu keinerlei Mißverständnissen bei ihrer Einführung in die Praxis führen können.

Der einzige Einwand muß gegen die Zergliederung des Indikatordiagrammes der Viertaktmaschine gemacht werden. Die Zerlegung des Diagrammes in ein unabhängiges Arbeits- und ebensolches Pumpendiagramm ist an und für sich vollständig gerechtfertigt und schon von L. Ehrhardt[1]) vorge-

[1]) Z. 1905 S. 814.

[1]) Z. 1905 S. 525.

schlagen worden; aber beide Verfahren sind willkürlich und daher falsch.

L. Ehrhardt glaubt, daß das Arbeitsdiagramm durch die Fläche *abdfoa*, Fig. 1, das Pumpendiagramm durch die Fläche *mnolm* dargestellt ist. Das wäre sehr einfach beim Planimetrieren, aber es ist nicht richtig, denn damit wird stillschweigend angenommen, daß der Wechsel der Vorgänge im Zylinder (vom Arbeitskreisprozeß zur Pumpenarbeit und umgekehrt) im Punkte *o* des Hubes stattfindet; da dieser Punkt je nach den Arbeitsverhältnissen einem verschiedenen Teil des Kolbenhubes entspricht und sogar in einer und derselben Maschine z. B. durch Aenderung des Auspuffwiderstandes verschoben werden kann, und da durch diese Auffassung die Diagramme ganz willkürlich von unten bezw. oben durch zwei unabhängige Kurven, Kompressions- und Auspufflinie, begrenzt werden, so ist es einleuchtend, daß diese Zergliederung trotz dieser Einfachheit ganz unannehmbar ist.

Fig. 1.

R. Diesel nimmt an, daß das Arbeitsdiagramm durch die Fläche *lbdfl*, das Pumpendiagramm durch die Fläche *anma* dargestellt wird. Das ist aber auch nicht richtig; denn die Kompressionskurve *na* gehört unbedingt dem Arbeitsprozeß, also dem Arbeitsdiagramm an, dagegen hat die Ausschublinie *fl* nichts mit dem Kreisprozeß zu tun und gehört dem Pumpendiagramm an. Man darf also das wirkliche Indikatordiagramm nicht durch die Linie *la*, sondern muß es durch *fn* beim Planimetrieren ergänzen. Dann erhalten wir als Arbeitsdiagramm die Fläche *nabdfn*, als Pumpendiagramm *flmnf*. Diese Zergliederung ist vom theoretischen Gesichtspunkt vollkommen richtig und kann in folgender Art abgeleitet werden:

1) Der Kreisprozeß der Viertaktgasmaschine fängt vom Punkte *n* an; während des ersten Arbeitshubes vollzieht sich die Kompression der Ladung, Kurve *na*; die entsprechende Arbeit ist negativ und durch die Fläche $o''nao'o''$ dargestellt.

2) Zweiter Arbeitshub: Zündung, Verbrennung und Expansion, Kurven *ab*, *bd* und *df*; damit ist der Kreisprozeß der Gasmaschine beendet; die geleistete Arbeit wird durch die positive Fläche $o'abdfo''o'$ dargestellt und die Gesamtarbeit der Gasmaschine während eines Spieles (zwei Arbeitshübe) durch die Summe der Flächen $-o''nao'o''$ und $+o'abdfo''o'$, also $+nabdfn$, die somit die indizierte Arbeit L_i der Maschine darstellt, wie wir oben gesagt haben.

3) Die Arbeit der Pumpe fängt im Punkte *f* an, und während des ersten Pumpenhubes werden Verbrennungsrückstände ausgeschoben, Kurve *fl*; die entsprechende Arbeit (negativ) ist $o''flo'o''$.

4) Zweiter Pumpenhub: Ansaugen frischer Ladung, Kurve *mn*; die Arbeit ist durch die Fläche $o'mno''$ dargestellt und ist positiv (gewonnen), da der absolute Kolbendruck in der Richtung der Kolbenbewegung wirkt; die Gesamtarbeit der Pumpe ist die Summe von $-o''flo'o''$ und $+o'mno''$, also $-flmnf$. Die Zufügung der Senkrechten *fn*, die auf dem wirklichen Indikatordiagramm fehlt, kann damit erklärt werden, daß die Pumpe periodisch arbeitet: nach je zwei Hüben hört die Arbeit der Pumpe auf, und zu Anfang der nächsten beiden Hübe der Ladepumpe steigt jedesmal der Druck im Zylinder um die Größe *nf*.

Wenn man die 7 Definitionen von R. Diesel (Z. 1905 S. 817) annimmt und die indizierte Arbeit der Viertaktmaschine laut dem oben Angegebenen berechnet, so wird die einheitliche Beurteilung sämtlicher Kolben-Wärmekraftmaschinen erzielt, was dann nur noch durch die »Normen« sanktioniert und eingeführt zu werden braucht.

Hochachtungsvoll

St. Petersburg, den 22. Mai 1905. Vladimir Maleev.

Sehr geehrte Redaktion!

Der Aufsatz des Hrn. Diesel in Nr. 20 d. Z. dürfte, obwohl ja die Teilung der indizierten Arbeit des Arbeitszylinders in die drei Teile Nutzarbeit, Reibungsarbeit und effektive Pumpenarbeit sehr übersichtlich ist, doch in mancher Beziehung die ganze Frage mehr verwirren als klären. Zunächst scheint es mir sehr bedenklich zu sein, den bisher als gleichbedeutend angesehenen Ausdrücken »Nutzarbeit«, »effektive Arbeit« und »Bremsarbeit« verschiedene Bedeutung zu geben.

Auch die Einführung eines neuen Wirkungsgrades $\delta = \frac{L_n + A_n}{L_i}$, den Hr. Diesel den »dynamischen« nennt, halte ich für verfehlt, da wir gerade genug verschiedene Wirkungsgrade bereit haben und die zu seiner Ermittlung erforderliche effektive Pumpenarbeit A_n nur in seltenen Fällen gemessen werden kann.

Dagegen scheint mir Hr. Diesel durchaus das Richtige zu treffen, wenn er schreibt: »Diejenigen Firmen aber, denen an ihrem Rufe liegt, sollten sich entschließen, an einigen Maschinen ihrer Normalbauart einwandfreie Bremsversuche durch unparteiische Sachverständige machen zu lassen; damit wäre für die betreffende Firma und Bauart der mechanische Wirkungsgrad für verschiedene Maschinengrößen einwandfrei bestimmt, und es würde dann wohl niemand etwas dagegen einwenden, diese Werte auf die gelieferten Maschinen zu übertragen und sie den Garantien zugrunde zu legen. Dieses Verfahren würde die Versuche auswärts zur Freude der Fabrikanten und Käufer sehr vereinfachen und verbilligen; sie würden sich auf die Indizierung des Arbeitzylinders und der Pumpen und auf die Brennstoffmessung beschränken können; für die Ausrechnung würden dann die normalen Koeffizienten der Fabrikversuche zugrunde gelegt.« In diesem Fall aber muß notwendigerweise das Abzugverfahren angewendet werden; denn daß der so ermittelte mechanische Wirkungsgrad nicht die Pumpenarbeit einschließen kann, ist wohl selbstverständlich. Hr. Diesel erkennt das auch an, indem er die Indizierung der Pumpen fordert, die ja gegenstandslos wäre, wenn man ihre Arbeit in dem zu übertragenden mechanischen Wirkungsgrade bereits berücksichtigt hätte.

Durchaus unzulässig ist aber die Teilung des Diagrammes bei der Viertaktmaschine. Denn wenn man so teilt, wie Hr. Diesel will, so enthält das Pumpendiagramm ja die Kompressionsarbeit! Die Meinung Diesels:

»Der Unterschied zwischen Zwei- und Viertaktmaschinen ist also nur der, daß Arbeits- und Pumpendiagramme im ersten Fall in zwei getrennten Zylindern gleichzeitig nebeneinander, im letzteren Fall im gleichen Zylinder nacheinander aufgenommen werden. Die Bedeutung der Diagramme ist aber in beiden Fällen die gleiche und von jeder Willkür oder subjektiven Anschauung abhängig«

ist irrig. Die Bedeutung der Pumpendiagramme ist eine verschiedene.

Man würde ja, wenn man so verfährt, bei Berechnung der indizierten Arbeit einer Zweitaktmaschine die Kompressionsarbeit abziehen, bei einer Viertaktmaschine aber nicht, der letzteren also einen ganz riesigen thermischen und ganz erbärmlichen mechanischen Wirkungsgrad zuschreiben.

Will man streng logisch vorgehen und das Abzugverfahren nicht anwenden, so kann man es nicht anders machen, als den begrifflichen Unterschied zwischen »Verdichtungsarbeit« und »Verschiebungsarbeit« einzuführen; erstere muß man abziehen, letztere nicht. Da aber dieses Verfahren — ich möchte sagen leider — praktisch undurchführbar ist, so bleibt eben nichts über, als alle indizierte Arbeit der Maschine algebraisch zu summieren und die Summe indizierte Arbeit der Maschine zu nennen. Wenn man dann dies Verfahren auf die Dampfmaschine nicht anwendet, sondern es in bezug auf diese beim Alten beläßt, so halte ich das für kein großes Unglück.

Braunschweig, den 24. Mai 1905. R. Schöttler.

Sehr geehrte Redaktion!

In Z. 1905 S. 816 schlägt R. Diesel vor, das Diagramm der Viertaktmaschine zu teilen, und bezeichnet als Arbeitsdiagramm den von der Expansionsperiode, der Auspuffperiode und der Anfangsordinate gebildeten Linienzug, Fig. 6, während als Pumpendiagramm der Linienzug gelten soll, den Ansauge- und Kompressionsperiode mit der Anfangsordinate bilden, Fig. 7.

Ich habe die Diagramme Fig. 2 bis 5, die der Praxis entnommen sind, mit Rücksicht auf diese Teilung des Viertaktdiagrammes untersucht; die Ergebnisse gibt Zahlentafel 2. Dem stelle ich die Zahlentafeln 1 und 3 gegenüber. Bei ersterer ist das Diagramm wie bisher üblich geteilt worden; Fig. 8 zeigt das Arbeitsdiagramm, Fig. 9 das Pumpendiagramm. Für

Fig. 2.

1 at = 2 mm

Fig. 3.

1 at = 1,5 mm

Fig. 4.

1 at = 1,5 mm

Fig. 5.

1 at = 1,5 mm

Fig. 6.

Fig. 7.

die dritte Zahlentafel, die ich nur der Vollständigkeit halber hinzufüge, um alle Teilungsmöglichkeiten zu berücksichtigen, gilt die Teilung nach Fig. 10 und 11.

Die Bezeichnungen sind wie bei Diesel:

L_n Nutzarbeit,

L_i indizierte Arbeit nach dem Arbeitsdiagramm,

A_i » » » » Pumpendiagramm,

A_n effektiver Arbeitsaufwand der Pumpen,

η_m mechanischer Wirkungsgrad $= \frac{L_n}{L_i}$,

δ dynamischer Wirkungsgrad $= \frac{L_n + A_n}{L_i}$,

ε Pumpenanteil $= \frac{A_n}{L_i}$,

γ Reibungsanteil $= 1 - \delta$,

$\mu = \frac{L_n}{L_n - A_i}$, mechanischer Wirkungsgrad nach E. Meyer.

Nach Zahlentafel 2 (Dieselsche Teilung) schwankt der mechanische Wirkungsgrad der Viertaktmaschine zwischen 48 und 61 vH gegenüber den Zahlen der Zusammenstellung 1 (übliche Teilung) 55 und 79 vH. Der Pumpenanteil ist im

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.

1 at = 1,5 mm

Diagramm Nr.	L_n	Belastung im Verhältnis zur Vollbelastung	L_i	A_i	A_n	η_m	δ	μ	ε	γ
Zahlentafel 1.										
2	138	0,82	175,5	15,5	17,2	0,788	0,885	0,863	0,098	0,115
3	117	0,79	179,0	17,6	19,6	0,654	0,763	0,726	0,110	0,237
4	61	1,00	87,2	7 4	8,22	0,700	0,793	0,765	0,094	0,207
5	32,6	0,53	58,8	5,2	5,78	0,555	0,652	0,608	0,098	0,348
Zahlentafel 2.										
2	138	0,82	227,5	68,5	76,2	0,608	0,940	0,870	0,333	0,060
3	117	0,79	236,5	73,5	81,7	0,495	0,840	0,719	0,345	0,160
4	61	1,00	107,6	27,8	30,9	0,567	0,850	0,762	0,285	0,150
5	32,6	0,53	68,0	15,4	17,1	0,480	0,731	0,620	0,252	0,269
Zahlentafel 3.										
2	138	0,82	182,0	20,7	2[illegible],8	0,760	0,878	0,858	0,120	0,122
3	117	0,79	186,5	26,3	29,2	0,627	0,785	0,730	0,157	0,215
4	61	1,00	89,0	9,1	10,1	0,687	0,800	0,764	0,114	0,200
5	32,6	0,53	64,0	11,0	12,2	0,510	0,700	0,615	0,190	0,300

Anmerkung: Wirkungsgrad der Pumpen $\eta_p = 0,90$ angenommen. η_m der Zahlentafel 1 gibt den mechanischen Wirkungsgrad nach Riedler. μ ist von der Teilung des Diagrammes unabhängig und bei allen drei Zahlentafeln gleich; die geringen Unterschiede beruhen auf Fehlern beim Planimetrieren der Diagramme.

ersteren Falle, Zahlentafel 2, 25 bis 34,5 vH der indizierten Arbeit, im zweiten, Zahlentafel 1, 9,4 bis 11,0 vH. Der Reibungsanteil ist bei der Auffassung Diesels bedeutend kleiner als nach der üblichen Diagrammteilung.

Diese Zahlen zeigen schon, daß diese Auffassung der Teilung des Viertaktdiagrammes nicht haltbar ist, und keine Gasmotorenfirma, die Viertaktmaschinen baut, wird zugeben, daß die Viertaktmaschine bei Vollbelastung 28 vH Pumpenarbeit besitzt gegenüber der Zweitaktmaschine mit 16,6 vH (S. 816). Die Dieselsche Anschauungsweise bezüglich der Teilung des Viertaktdiagrammes wird man daher ablehnen. Viel näher liegt auch die bisher übliche Teilung, und es ist kein zwingender Grund vorhanden, diese zu verlassen. Sowohl die Dampfmaschine wie auch die Zweitaktmaschine haben Kompressionsarbeit, die aber immer dem Arbeitszylinder zur Last gelegt wird; so auch wird man die Viertaktmaschine behandelt wissen wollen.

Fig. 7 ist außerdem kein Pumpendiagramm, es fehlt das Ausschieben der komprimierten Materie nach beendeter Kompression. Fig. 9 kann dagegen wohl als Pumpendiagramm, wenn vom Zusammenhang losgelöst, betrachtet werden. Fig. 10 ist dem Zweitaktdiagramm Fig. 12 in seinem äußeren Verlauf durchaus ähnlich.

Auf S. 815 gibt Diesel das Beispiel eines Diesel-Motors, welcher auch im Viertakt arbeitet; als Pumpenarbeit gilt hier der Kraftbedarf der mit Lenkern von der Pleuelstange angetriebenen Luftpumpe; das Viertaktdiagramm ist also nicht, wie später verlangt, geteilt worden.

Hochachtungsvoll

Nordhausen, den 28. Mai 1905. **Siegling**, Dipl.-Ing.

Geehrte Redaktion!

Obige drei Zuschriften erörtern sämtlich den gleichen Grundgedanken, nämlich die Zulässigkeit der Einteilung des Diagrammes einer Verbrennungskraftmaschine in die beiden Teile: Kompression (Vorbereitung) des arbeitenden Mittels, und Arbeitsleistung (Verwertung) des arbeitenden Mittels. Es sei mir daher gestattet, die drei Zuschriften gemeinsam zu beantworten.

Jede Wärmekraftmaschine kann auf zwei Arten untersucht werden: entweder rein thermodynamisch oder rein mechanisch. Bei der thermodynamischen Untersuchung wird die sogenannte Wärmebilanz gezogen, welche angibt, wie sich die aufgewendete Wärmemenge verteilt und welche Bruchteile davon auf die einzelnen nützlichen oder schädlichen Wirkungen entfallen; die Summe der Bruchteile muß die Einheit ergeben. Man wird z. B. in irgend einem Falle finden, daß von der aufgewendeten Wärmemenge $^3/_{10}$ in indizierte Arbeit, $^3/_{10}$ in das Kühlwasser übergehen, während $^3/_{10}$ in den Abgasen bleiben und $^1/_{10}$ durch Strahlung verloren geht: Summe der Bruchteile = 1.

Bei der mechanischen Untersuchung sollte man ebenso verfahren und, wenn ich den Ausdruck gebrauchen darf, die »dynamische Bilanz« oder »Arbeitsbilanz« ziehen, welche anzugeben hat, wie sich die gesamte zur Verfügung stehende Arbeit verteilt und welche Bruchteile davon auf die einzelnen nützlichen oder schädlichen Wirkungen entfallen. Auch bei dieser Bilanz muß die Summe der Bruchteile die Einheit ergeben.

Nun wird uns das arbeitende Mittel der Wärmekraftmaschinen von der Natur niemals fertig zur Verfügung gestellt, wir müssen es immer erst einem vorbereitenden Prozeß unterziehen, darin bestehend, ihm höhere Temperatur und höheren Druck zu verleihen; es geschieht das teils durch thermische, teils durch mechanische Vorgänge.

Es kann nicht bestritten werden, daß es von höchster Wichtigkeit ist, genau zu wissen, was uns dieser Vorbereitungsprozeß bis zu dem Augenblick, in dem das Mittel im Arbeitszylinder Arbeit verrichten kann, an Wärme- und Arbeitsaufwand kostet, ja diese Kenntnis ist geradezu die wichtigste von allen, da sie den Ausgangspunkt zur Beantwortung aller andern Fragen bildet.

Bei der thermischen Untersuchung wird man also in erster Linie feststellen müssen, welcher Wärmeaufwand zur Vorbereitung des Arbeitsmittels nötig ist, und bei der mechanischen Untersuchung in erster Linie, welcher Arbeitsaufwand für den gleichen Zweck erforderlich ist.

Bei der Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades einer Maschine handelt es sich ausschließlich um die mechanischen Verhältnisse, wobei, nach obigen Bemerkungen, der Arbeitsaufwand zur Vorbereitung des Arbeitsmittels die Hauptrolle spielt. Diese mechanische Vorbereitung besteht aber meiner Ansicht nach bei allen Verbrennungskraftmaschinen in dem Ansaugen des Arbeitsmittels und in seiner vollen Kompression bis zu dem Augenblick, wo es selbst Arbeit verrichten kann. Diese Vorbereitung kann man auch schlechtweg die Pumpenarbeit oder Kompressionsarbeit nennen. Dieselbe erfolgt bei verschiedenen Maschinensystemen ganz verschieden; bei der Zweitaktmaschine geschieht das Ansaugen und eine gewisse Vorkompression in einem besondern Zylinder und nur das Nachkomprimieren im Arbeitszylinder selbst; bei Viertaktmaschinen geschieht das Ansaugen und die volle Kompression im Arbeitszylinder allein, in Abwechslung mit der Verwertung des Arbeitsmittels zur Arbeitsleistung; beim Diesel-Motor wird ein Teil des Arbeitsmittels, die Luft, durch den Arbeitszylinder selbst angesaugt und komprimiert, ein andrer Teil, der zerstäubte Brennstoff, durch besondre Pumpen[1]).

Diese Pumpenarbeit ist selbstverständlich wieder mit allerlei Verlusten behaftet, wie Ventilwiderstände, Reibungsarbeit usw., und zwischen der wirklichen dafür aufzuwendenden Arbeit A_n und der durch die Diagramme indizierten Pumpenarbeit A_r besteht die bekannte Beziehung $A_i = \eta_p A_n$, worin η_p der mechanische Wirkungsgrad der Pumpen ist.

Das durch die Pumpenarbeit derartig vorbereitete Arbeitsmittel verrichtet nun positive mechanische Arbeit, welche durch das gesamte unverkürzte Indikatordiagramm L_i gemessen wird, für den Viertakt z. B. durch Fig. 13, die eine Wiederholung der auf S. 817 gegebenen Figur ist.

Fig. 13.

Diese gesamte Arbeit verteilt sich dann in folgende Teile:

1) die Nutzarbeit L_n, welche nützlich nach außen verfügbar ist;

2) die oben erwähnte Pumpenarbeit $A_r = \frac{A_i}{\eta_r}$ zur Vorbereitung des Arbeitsmittels;

3) die eigentliche Reibungsarbeit der Kraftmaschine als solche.

Mir scheint diese Art der Untersuchung der mechanischen Vorgänge übersichtlich, unzweideutig und erschöpfend zu sein; die Trennung in Vorbereitung des Arbeitsmittels und Verwertung desselben erscheint mir logisch und den wahren Tatsachen entsprechend; sie hat aber noch den Vorteil, den bisherigen Anschauungen und Gepflogenheiten bei der Dampfmaschine und den für diese aufgestellten »Normen« genau zu entsprechen.

Bei der mechanischen Untersuchung der Dampfmaschine kümmert man sich auch nicht um die Vorbereitung des Arbeitsmittels. Die Erzeugung des gespannten Dampfes erfolgt im Kessel, welcher mit allen seinen Verlusten und Unvollkommenheiten für sich allein behandelt wird. In der Maschine aber behandelt man nur die Verwertung des gespannten Dampfes, und als L_i betrachtet man das gesamte indizierte

[1]) In meiner Abhandlung in Nr. 20 dieser Zeitschrift ist irrtümlich nur der zweite Teil berücksichtigt, wie Hr. Siegling richtig bemerkt. Das Zahlenbeispiel ist wie folgt zu korrigieren:

Nach Schröders Versuchen ist

$$L_n = 19{,}87 \text{ PS}.$$

Das ganze indizierte Diagramm ohne Abzug ist

$L_i = 46{,}6$ (statt 27,85, wie irrtümlich angegeben war)

Die indizierte Kompressorarbeit war . . . . 20,2 PS
die indizierte Luftpumpenarbeit war . . . . 1,29 »
also die gesamte indizierte Pumpenarbeit . . . . . $A_i = 21{,}49$ PS,
wobei die sehr kleine Arbeit der Brennstoffpumpe nicht mitgerechnet ist.

Nimmt man den mechanischen Wirkungsgrad der Pumpenarbeit zu $\eta_p = 0{,}93$ an, so ist die wirkliche Pumpenarbeit $A_n = 23{,}1$ PS, und

nach Gl.	I	II	III	IV
wird	η_m	δ	ε	γ
gleich	0,126	0,922	0,496	0,078

In Worten heißt das: Von dem erzeugten Gesamtdiagramm L_i wird der Anteil $\delta = 92{,}2$ vH in äußere Arbeit verwandelt, und zwar
$\eta_m = 12{,}6$ vH in Nutzarbeit,
$\varepsilon = 49{,}6$ » in Pumpenarbeit (und zwar 46,6 vH für Kompression und 3 vH für Einblasen des Brennstoffes),
während $\gamma = 7{,}8$ vH in Maschinenreibung aufgezehrt wird,
Summe 100,0 vH.

Diagramm nach Fig. 14 ohne Abzug. Man verdunkelt nicht diesen klaren Begriff durch Hereinbringen von Verlusten, welche auf die Beschaffung des gespannten Dampfes bezug haben. Dieses wohlberechtigte und durch die Tradition festgelegte Verfahren sollte man bei den andern Arten von Wärmekraftmaschinen nicht umstoßen. Man sollte eine reinliche Scheidung zwischen Vorbereitung und Verwertung des Arbeitsmittels allgemein beibehalten und jeden Teil einzeln mit dem ihm eigenen Verlusten und Unvollkommenheiten betrachten.

Fig. 14.

Das oben in Fig. 13 als indiziertes Diagramm eines Viertaktmotors gegebene Diagramm entspricht ganz genau dem in Fig. 14 gegebenen Diagramm der Dampfmaschine; daß die Vorbereitung des Arbeitsmittels im letzteren Fall im Kessel, im ersteren Fall in Pumpen stattfindet, ist für die Beurteilung des L_i vollständig gleichgültig. Will man also die Normen für die Dampfmaschinen nicht umstoßen und für die Verbrennungskraftmaschinen gleiche Gesichtspunkte gelten lassen, dann ist der mechanische Wirkungsgrad durch Gl. (I) S. 814:

$$\eta_m = \frac{L_n}{L_i},$$

unzweideutig definiert, wobei das L_i für Dampfmaschinen genau gleiche Bedeutung hat wie für Verbrennungskraftmaschinen. Will man das nicht tun, so muß man für die verschiedenen Maschinengattungen verschiedene Normen aufstellen.

Ich kann mir aber nicht vorstellen, warum man z. B. den Arbeitsverlust beim Ausstoßen der Abgase, der doch ein notwendiger Verlust des Arbeitsdiagrammes ist, als eine »Ladearbeit« bezeichnen will; oder, warum man bei der Zweitaktmaschine den ersten Teil der Kompression, soweit er in einer besondern Pumpe stattfindet, als Ladearbeit bezeichnet, den zweiten Teil der Kompression aber, soweit er im Arbeitszylinder stattfindet, nicht; oder, warum man im Viertaktmotor einen zusammenhängenden Kurvenzug *na*, Fig. 15, künstlich

Fig. 15.

in zwei Teile zerlegt, wovon man den unteren *no* als Pumpenarbeit, den oberen *oa* als Kompressionsarbeit bezeichnet und ganz anders in die Rechnung setzt, und warum man den ebenfalls zusammenhängenden Kurvenzug *fl* in dem einen Stück *fo* zum Arbeitsdiagramm, in dem andern Stück *ol* zum Ladediagramm rechnet, wobei der Teilungspunkt *o* keine prinzipielle Bedeutung hat, sondern von Zufälligkeiten abhängt.

Derartige Gruppierungen und Untersuchungen von den verschiedensten Gesichtspunkten aus sind gewiß nützlich und interessant bei theoretischen Erörterungen, und ich möchte nicht aussprechen, daß man sie nicht anstellen sollte; im Gegenteil, je mehr man es tut, um so gründlicher wird unser Einblick in alle Vorgänge werden; bei der gegenwärtigen Erörterung handelt es sich aber um eine einzige bestimmte Frage: Was ist mechanischer Wirkungsgrad? und wir dürfen die klare und bündige Beantwortung dieser einen Frage nicht durcheinander werfen mit Auseinandersetzungen über Kreisprozesse oder mit all den andern Fragen, die bei Wärmekraftmaschinen überhaupt auftreten können. Lassen wir doch selbst die thermischen Vorgänge hier ganz aus dem Spiel.

Uebrigens steht es gar nicht in unsrer Wahl, die Diagramme einzuteilen, wie wir wollen. Gl. (II) S. 814:

$$\delta = \frac{L_n + A_n}{L_i},$$

und alle daraus abgeleiteten Werte sind mathematische Beziehungen zwischen den indizierten und äußeren Arbeiten, an welchen unser Wille nichts ändern kann, und im Grunde handelt es sich bei diesen Fragen nicht um die Beziehungen selbst, welche ja gegeben sind, sondern um die Worte, mit welchen wir sie bezeichnen sollen.

Daß der Wert der Gleichung (I):

$$\eta_m = \frac{L_n}{L_i},$$

denjenigen Teil des gesamten Indikatordiagrammes angibt, welcher in wirkliche Nutzarbeit übergeht, kann nicht bestritten werden; die Frage ist nun, soll man diesen Wert als mechanischen Wirkungsgrad bezeichnen oder nicht; ich selbst habe schon ausgesprochen, daß man ihn vielleicht besser und gemeinverständlicher als »Nutzanteil« bezeichnen könnte, daß aber ein sehr wesentlicher Grund für die Wahl dieser Bezeichnung ist, daß dieser Ausdruck bei der Dampfmaschine von altersher mechanischer Wirkungsgrad genannt wurde.

Wollen wir also für die Verbrennungskraftmaschinen gleiche Grundsätze und Normen schaffen wie für die Dampfmaschinen, dann müssen wir geradezu obigen Ausdruck (Gl. (I)) als mechanischen Wirkungsgrad bezeichnen; denn tun wir es nicht, so müssen wir entweder später die Normen für Dampfmaschinen abändern, d. h. die althergebrachten und wohlbegründeten Anschauungen umstoßen, oder zweierlei Normen aufstellen, was gewiß zu Verwirrungen Anlaß geben wird.

Wenn man durchaus will, kann man ja den Ausdruck der Gleichung (A):

$$\mu = \frac{L_n}{L_i - A_i},$$

d. h. den mechanischen Wirkungsgrad nach dem Abzugverfahren, bei Maschinenprüfungen ebenfalls mit ausrechnen und mit anführen; es wäre dann nur zweckmäßig, für ihn ebenfalls einen definitiven Namen zu vereinbaren und insbesondre ihm eine praktische allgemein verständliche Deutung zu geben.

Ich möchte daher die Bezirksvereine bitten, bei ihren Beratungen auch noch folgende Fragen zu prüfen:

1) ob es zweckmäßig ist, für den mechanischen Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschinen aller Art nur eine Definition aufzustellen oder ob für die Verbrennungskraftmaschinen eine andre Norm als die bisher für Dampfmaschinen geltende aufgestellt werden soll;

2) ob es zweckmäßig ist, bei der mechanischen Untersuchung von Verbrennungskraftmaschinen die Scheidung in Vorbereitung des Arbeitsmittels und Verwertung des Arbeitsmittels vorzunehmen.

München, 14. Juni 1905. Diesel.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

Klemperer: Versuche über den ökonomischen Einfluß der Kompression bei Dampfmaschinen.

Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Stahlguß bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 27. Sonnabend, den 8. Juli 1905. Band 49.

Inhalt:

Thermische Untersuchung an Kompressoren[1].

Von **Fritz L. Richter**, Berlin.

(Mitteilung aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Charlottenburg.)

In der folgenden Arbeit soll eine gute Versuchsreihe benutzt werden, einige thermische Erscheinungen bei Kompressoren zu behandeln.

Die Versuche sind im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Charlottenburg an einem einfach wirkenden Kompressor mit zusammengezogenem Dampf-Luftzylinder, Patent Riedler-Stumpf, ausgeführt und erhalten ihren Wert dadurch, daß die Lieferung äußerst sorgfältig experimentell bestimmt worden ist. Hrn. Prof. Josse sei für die vielseitige Förderung der Versuche an dieser Stelle der beste Dank ausgesprochen. Keineswegs handelt es sich nur um die Prüfung der erwähnten Sonderausführung; die untersuchten Betriebszustände I bis III, die in Zahlentafel 1 aufgeführt und in Fig. 1 bis 3 schematisch dargestellt sind, lassen vielmehr erkennen, daß die Ausarbeitung ganz allgemein für den Kolbenkompressor Gültigkeit hat. Die Versuchsmaschine selbst ist in Fig. 4 und 5 abgebildet, ihre Festwerte in Zahlentafel 2 zusammengestellt.

Die in Fig. 6 schematisch dargestellte Versuchsausführung bedarf nur kurzer Erläuterung.

Die Luft wurde durch eine etwa 9,7 m lange Leitung aus dem Freien angesaugt, als Eintrittsdruck der Barometerstand = p_e eingeführt, die Eintrittstemperatur t_e indessen kurz vor Einmündung in den Kompressor gemessen.

Der Kompressor drückte durch eine etwa 6,3 m lange Leitung in einen dem Massenausgleich dienenden kleineren Windkessel vom 6,27fachen Hubvolumen. Hinter diesem wurde der beabsichtigte Gegendruck durch Drosselung äußerst genau nach einem offenen Quecksilbermanometer eingeregelt. Dieses Quecksilbermanometer war an den erwähnten Windkessel angeschlossen und diente gleichzeitig zur Ablesung des Gegendruckes p_a. Die Austrittstemperatur t_a wurde noch im Kompressor in dem Raume dicht hinter dem Druckventil gemessen. Sämtliche Ablesungen erfolgten alle 5 Minuten, desgleichen die Indizierung. Jeder Versuch dauerte mindestens 1½ Stunden. Die Umlaufzahl wurde durch Ablesung am Hubzähler bestimmt.

Die sich aus den Einzelablesungen ergebenden Mittelwerte für die konstant gewünschten Betriebsbedingungen, wie Umlaufzahl usw., sind in Zahlentafel 3 angegeben, in die auch die indizierte Leistung aufgenommen ist, weil später nur die Arbeiten in Betrachtung gezogen werden können.

Zur Messung der Lieferung wurde ein großer Windkessel vom 490fachen Hubvolumen aufgefüllt. Zeigte das angeschlossene offene Quecksilbermanometer als Anfangsmessung 0,2 und als Schlußmessung 1,2 kg/qcm Ueberdruck, so wurde die Stellung des Hubzählers am Kompressor gebucht und im Windkessel an zwei Stellen die Temperatur durch tief hineinragende Quecksilbermanometer gemessen. Aus diesen Messungen ist das mit 1000 Umdrehungen gelieferte Volumen, auf Ansaugedruck und -temperatur reduziert, berechnet.

Für jeden Versuch wurden 4 Auffüllungen vorgenommen. Die größte Abweichung eines Einzelwertes von dem sich ergebenden Mittelwert schwankt zwischen 0,8 und 0,2 vH.

An jedem Versuchstage wurde geprüft, ob der Windkessel dicht war; mit einiger Aufmerksamkeit konnte die Dichte durchaus innerhalb der erforderlichen Genauigkeit gehalten werden.

Die Fehlerquellen

der Versuchsgrundlagen sollen zunächst besprochen werden.

Ob die Steuerorgane dicht sind, ist bei allen Versuchen an Kolbenmaschinen, die mit gasförmigen Medien arbeiten, eine offene Frage; so auch hier, trotz der Versuche, die Dichte experimentell zu erforschen.

In der Ermangelung von etwas Besserem sind ein genau im Hubwechsel dicht schließendes Ventil und ein ebensolcher Schieber angenommen. Diese zunächst gewagt erscheinende Annahme werden die gemessenen und die aus der Volumenlieferung errechneten Temperaturen durch gegenseitiges Uebereinstimmen im vorliegenden Fall als zulässig erscheinen lassen. Es sei indessen ausdrücklich betont, daß das Druckventil keinesfalls völlig dicht abgeschlossen hat. Trotzdem wird der ganzen vorliegenden Bearbeitung als Annäherung an die tatsächlichen Verhältnisse und als eine Grenze des Möglichen praktische Berechtigung zuerkannt werden müssen.

Die Angaben des Indikators sind stets mit Fehlermöglichkeit behaftet; seine Bedeutung tritt für die vorliegende Arbeit zurück. Benutzt ist er vor allem zur Beurteilung des Kompressionsverlaufes, und dieser Teil des Diagrammes verläuft für ein gutes Arbeiten des Indikators gerade äußerst günstig.

[1] Bei der Veröffentlichung in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« werden die Versuchsgrundlagen ausführlicher und die Zahlentafeln mit Zwischenwerten der Berechnung angegeben werden.

Zahlentafel 1. Versuchszusammenstellung.

Betrieb Nr.	Betriebszustand	Versuch Nr.	Gegendruck kg/qcm Ueberdruck	Versuchstag
I	einfach wirkender Riemenkompressor mit Wasserkühlung. Die vordere Zylinderseite ist durch Herausnahme der Dampfmaschinensteuerung nach außen geöffnet.	1 2 3	6,0 4,1 2,0	10. Jan. 1903
II	genau dasselbe, nur ohne Mantelkühlung.	1 2 3	6,0 4,1 2,0	22. Dez. 1902
III	Dampf-Luft-Kompressor in einem Zylinder. Der Mantel ist weder gekühlt noch geheizt.	1 2 3	6,0 4,1 2,0	17. Jan. 1903

Ansaugen stets aus der Außenluft durch ein etwa 9,7 m langes Saugrohr.

Fig. 1 bis 3. Untersuchte Betriebszustände.

Zahlentafel 2. Festwerte der Maschine.

Nr.			hinten Kompressor	vorn Dampfm.
1	Kolbendurchmesser	mm	360	
2	Kolbenstangendurchmesser	»	—	60
3	Kolbenfläche	qcm	1017,9	989,6
4	Hub	mm	400	
5	Hubvolumen	ltr	40,72	39,58
6	Volumen im hintern Totpunkt (schädlicher Raum)	»	1,50	—
7	Volumen im vordern Totpunkt	»	42,22	—
8	schädlicher Raum in vH des Hubvolumens	vH.	3,69	—
9	Oberfläche im hintern Totpunkt (schädlicher Raum)	qdm	36,5	—
10	Oberfläche im vordern Totpunkt	»	81,7	—
11	spezifische Oberfläche = $\frac{\text{Oberfläche}}{\text{Volumen}}$ im hintern Totpunkt	1/dm	24,3	—
12	spezifische Oberfläche = $\frac{\text{Oberfläche}}{\text{Volumen}}$ im vordern Totpunkt	»	1,94	—

Steuerung des Kompressors:
gesteuerter Ansauge-Drehschieber,
selbsttätiges, federbelastetes Druckventil.

Steuerung der Dampfmaschine:
doppelter Drehschieber nach dem Grundsatz der Meyer-Steuerung, durch Achsenregler beeinflußt.

Bei der Berechnung der Zylinderoberfläche für den Kompressor ist vorgezogen worden, die sich aus der Hinterdrehung des Ansaugeschiebers um 3 mm ergebende Oberfläche von 15 qdm nicht einzurechnen.

Den Expansionsexponenten abzulesen, ist ausgeschlossen; deshalb habe ich vorgezogen, dafür bei sämtlichen Versuchen den Wert 1,10 anzunehmen, wodurch die vergleichende Betrachtung der Versuche nur wenig leidet; aus den Diagrammen könnte ein Expansionsverlauf sogar jenseits der Isotherme abgelesen werden.

Für den Expansionsanfang sind der manometrisch gemessene Gegendruck und die gemessene Austrittstemperatur angenommen.

Die Aufnahme von Wasser aus der Dampfmaschine durch die Luftmaschine beim Betriebe III ist nicht gemessen.

In Ermangelung fester Bestimmungen ist eine Erklärung erforderlich über

die grundlegenden Anschauungen bei der Kompressorbewertung.

Ich bin der Ansicht, daß für einen Kompressor in jedem Falle zweckmäßig ein adiabatisches Diagramm als nutzbarer Arbeitswert anzusehen ist. Unter der vereinfachenden Annahme, daß während des Ansaugens der Zustand der Luft nicht verändert werde, wird während der Kompression und des Auspuffes unabänderlich Wärme an die Wände abgegeben. Die Kompression weicht etwas von der Adiabate ab, die weitere Temperaturerniedrigung läßt während des Auspuffes das Volumen zusammenschrumpfen, so daß das geförderte Luftvolumen im Diagramm durch eine kleinere Länge wiedergegeben wird als bis zum Endpunkt der Kompressionslinie; angenommen sei der mit t_a bezeichnete Punkt, s. Fig. 7. Ginge im Kompressor keine Wärme verloren, so hätte, ohne daß an dem Zustand der geförderten Luft etwas geändert würde, die Kompression adiabatisch nach diesem Punkt t_a erfolgen können. Der eingeschlossene senkrecht gestrichelte Arbeitsstreifen wäre gespart worden, die adiabatische Kompres-

Fig. 4 und 5. Versuchskompressor.

Fig. 6. Schematische Darstellung der Versuchsausführung.

sion wäre also die günstigste. Der erwähnte Arbeitstreifen ist als Wärme von den Wandungen aufgenommen, um die gleichzeitig aus der Ansaugeluft an die Wandungen abgegebene Wärme auf die höhere Abgabetemperatur zu heben; letztere besteht in der spezifischen Wärme, die zwischen der Temperatur t_1, aus der die Kompression erfolgte, und der niedrigeren Temperatur t_2, aus der sie adiabatisch hätte erfolgen müssen, in der Ansaugeluft enthalten ist; vergl. Fig. 7.

In der Leitung kühlt sich die Luft erheblich ab; sie kommt bei der zunächst angenommenen Arbeitsmaschine mit einer Temperatur t_3 an, der das in Fig. 7 bis t_3 aufgetragene Volumen entspricht. Von diesem Punkt t_3 aus kann, von fremden Einflüssen abgesehen, nur adiabatisch expandiert werden; also ergibt der zwischen beiden Adiabaten teils rechts, teils links gestrichelte Flächenstreifen den Arbeitverlust aus dem Wärmeverlust in der Leitung

Zahlentafel 3. Konstant gewünschte Versuchsgrundlagen.

Nr.	Betrieb Nr.		I			II			III		
	Versuch Nr.		1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Versuchstag		10. Januar 1903			22. Dezember 1902			17. Januar 1903		
2	mittlere Umlaufzahl in der Minute		139,9	140,0	140,2	139,6	139,3	140,2	139,3	140,1	140,1
3	Druckunterschied	kg/qcm	6,005	4,096	1,999	6,009	4,102	1,996	6,003	4,113	2,006
4	Ansaugedruck = Barometerstand p_e	kg/qcm abs.	1,020	1,018	1,018	1,045	1,045	1,045	1,057	1,058	1,058
5	Austrittsdruck p_a	» »	7,025	5,114	3,017	7,054	5,147	3,041	7,060	5,171	3,064
6	Druckverhältnis $\frac{p_a}{p_e}$		6,887	5,024	2,964	6,750	4,925	2,910	6,679	4,887	2,896
7	Ansaugetemperatur t_e	°C	17,8	18,4	17,5	9,4	10,1	9,3	7,7	7,1	6,6
8	indizierte Kompressorleistung	PS	28,35	24,6	17,80	28,4	24,85	18,29	29,05	25,5	18,50
9	indizierte Dampfmaschinenleistung	»	—	—	—	—	—	—	35,4	30,3	23,1
10	mechanischer Wirkungsgrad $\frac{\text{Nr. 8}}{\text{Nr. 9}}$	vH	—	—	—	—	—	—	82	84	80

Ist die Leitung so lang, daß die Druckluft bis auf die Ansaugetemperatur abgekühlt ist, so kann in der Arbeitsmaschine die tatsächliche Expansion allerdings nur oberhalb der letzteren Adiabate verlaufen; durch Wärmeeinstrahlung wird der senkrecht gestrichelte Arbeitstreifen Fig. 8 gewonnen. Der Wirkungsgrad 100 vH wird hierbei wegen andrer Verluste praktisch noch lange nicht erreicht. Wird aber durch Wassereinspritzung die Expansion künstlich heraufgezogen, so ist die dem Unterschiede der Ein- und Austrittstemperatur entsprechende, mit dem Wasser zugeführte Wärme in Anrechnung zu bringen. Hierbei hat isothermische Expansion nur als theoretisch erreichbarer Grenzzustand Be-

Dabei kommt als Arbeitsdiagramm mindestens das adiabatische aus der Anlieferungstemperatur t_3 in Betracht, wenn der Luft neue Wärme erst nach beendeter Expansion zugeführt wird, ein weit größeres, wenn sämtliche Wärme vor Beginn der Expansion zugeführt wird und dann adiabatische Expansion bis auf Austrittstemperatur und Druck folgt; vergl. Fig. 9. Somit ist man über die Größe des tatsächlich vorliegenden Diagrammes völlig im unklaren; sicher ist indes, daß vom Kompressor der Birne nur das adiabatische Diagramm aus der Anlieferungstemperatur t_3 geliefert wird (in Fig. 9 gestrichelt); alles Mehr muß durch Verbrennung in der Birne bezahlt werden.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

Volumenverlust durch Erwärmung während der Ansaugung

deutung. Ein Gleiches gilt bei Zwischenheizung und andern künstlichen Mitteln.

Weitere Verluste, z. B. unvollkommene Expansion zur Vermeidung des Einfrierens, sind der Arbeitsmaschine zur Last zu legen.

Ein Beispiel, wo durch eine völlig kostenlos zur Verfügung stehende Wärmequelle und bei leichtester Verwendbarkeit tatsächlich annähernd isothermische Expansion erreicht werden kann, liegt freilich vor. Das ist die Wasserhebung durch Einführung von Preßluft in die Steigleitung.

Wird die Druckluft dagegen in andrer Weise, z. B. in einer Bessemerbirne, verbraucht, so wird das Arbeitsdiagramm in den Bewegungswiderständen verzehrt. Währenddessen wird die Luft durch den Verbrennungsvorgang auf die schließlich noch vorliegende Austrittstemperatur erwärmt.

Da es meist praktisch unmöglich ist, die Leitung gegen den Temperaturverlust zu schützen, empfiehlt sich die Vereinfachung, den ganzen Wärmeverlust der Leitung gleich dem Kompressor zur Last zu legen, indem ein für allemal in der Leitung Abkühlung bis auf die Ansaugetemperatur angenommen wird. Von diesem Gedanken ausgehend, hat man das indizierte Kompressionsdiagramm mit dem Diagramm der tatsächlich pro Hub geförderten Luft bei adiabatischer Kompression auf den Gegendruck und die Ansaugetemperatur zu vergleichen. Für das Verhältnis beider sei die Bezeichnung »Arbeitsverhältnis des Kompressors« übernommen; z. B. $\eta_a = \frac{\text{gestricheltes Diagramm Fig. 11}}{\text{Diagramm Fig. 10}}$. Die Benutzung isothermischer Kompression verteilt den Wärmeverlust in der Leitung ganz willkürlich auf Kompressor und Verbrauchstelle; vergl. die entgegengesetzt gestrichelten Flächen im Diagramm Fig. 7. Als Arbeitsbedingung ist hierbei niemals der zu überwindende Druckunterschied, sondern stets das Verhältnis der beiden Spannungszustände in absolutem Maß anzusehen.

Hr. Dipl.-Ing. Lebrecht führt in seinem Aufsatz »Versuche mit raschlaufenden Kompressoren«[1] für die Beurteilung das »Güteverhältnis« des Kompressors ein. Dieses, von völlig

[1] Z. 1905 S. 151, 253 u. f.; vergl. S. 256.

andrer Bedeutung als obiges Arbeitsverhältnis, entspricht dem von Prof. Eugen Meyer für die Dampfmaschine eingeführten »Gütemaßstab«[1]). Es wird hierbei die aufgewendete Kompressorarbeit mit dem verlustlosen Kompressionsdiagramm der betreffenden Ausführungsform in Vergleich gesetzt, so daß dieses Güteverhältnis für den Vergleich verschiedener Kompressorbauarten zweifellos wertvoll erscheint. Hierzu gehört eine Nebenangabe für den Ausnutzungswert des vorhandenen Zylindervolumens für die tatsächliche Luftförderung. Die Bedeutung des Lebrechtschen Güteverhältnisses dürfte indessen mißverstanden werden, wenn man es als allgemeinen Wertmesser für Kompressorangebote in die Praxis einzuführen gedächte. Trotz seiner vorzüglichen Befähigung für die Bewertung von Dampfmaschinen verschiedenster Bauarten und trotz seiner Aufnahme in die vom Verein deutscher Ingenieure aufgestellten Prüfungsnormen hat der Meyersche Gütemaßstab keinen allgemeinen Eingang in die Praxis finden können, offenbar, weil seine Bestimmung bereits unbequem ist und seine Bedeutung außerhalb des allgemeinen Interesses der Mehrzahl der Verbraucher von Dampfmaschinen liegt. Dasselbe gilt von dem Lebrechtschen Güteverhältnis für Kompressoren, welches zwar die Ausführungsgüte mehr oder weniger vollkommener Kompressoren zu vergleichen gestattet, aber die erste Frage des Betriebsingenieurs, welchen Teil der aufgewendeten Arbeit ihn das festgelegte Anlagekapital wiedergewinnen läßt, nicht beantwortet. In dem allgemeinen Wertmesser für die Praxis wird aber unbedingt dieser Frage der erste Platz gebühren, jene möge durch Nebenangaben beantwortet werden.

Hr. Dipl.-Ing. Biel vertritt[2]) das bisher vielfach angewandte Vorgehen, die isothermische Nutzarbeit bei der Ansaugetemperatur zwischen den beiden Drücken als Teilwert der indizierten Kompressorarbeit als »wirtschaftlichen Wirkungsgrad« festzulegen. Da hierbei ausdrücklich betont ist, daß der Volumenverlust durch den Temperaturverlust in der Leitung berücksichtigt sei, wird bei jedem nicht näher Eingeweihten der Glaube erweckt, daß dieser Volumenverlust mit dem Energieverlust des Temperaturabfalles identisch sei, und daß somit jener wirtschaftliche Wirkungsgrad den Arbeitsnutzwert der gespannten Luft am Verbrauchsort (von Spannungs- und Undichtigkeitsverlust abgesehen) als Teilwert der aufgewendeten Kompressionsarbeit wiedergibt. Daß dies durchaus nicht der Fall ist, habe ich mich bemüht, in den vorangegangenen Zeilen möglichst scharf zu betonen. Natürlich hat auch der Bielsche Ausdruck seine Berechtigung. Soll er zum Wertmesser erhoben werden, so ist aber unbedingt das irreführende Wort »wirtschaftlicher Wirkungsgrad« zu streichen, und in der Erklärung des Ausdruckes wolle man überhaupt nicht von Nutzarbeit sprechen; die Begründung hat vielmehr von folgendem Gedanken auszugehen: Bei Druckluft geht die bei der Kompression erzeugte Temperaturerhöhung verloren, deshalb hat ihre Bildung keinen Zweck. Für die Erzeugung von Luft mit erhöhter Spannung und unveränderter Temperatur ist unter gewissen natürlichen Bedingungen und abgesehen von der Ausführungsmöglichkeit die isothermische Kompression der am wenigsten Arbeit verbrauchende Vorgang. Deshalb sei das isothermische Kompressionsdiagramm als Teilwert des indizierten der »Wertmesser« des Kompressors.

Ich halte den Ausdruck »Arbeitsverhältnis« unter obiger Begründung für den zweckdienlichsten und habe ihn deshalb in die vorliegende Arbeit eingeführt[3]).

Kann indessen die vom Kompressor in die Leitung gelieferte Kompressionswärme sofort benutzt werden, so ist es zwecklos, daß der Kompressor auf einen kleinen Leitungsverlust hinarbeitet. Die Nutzarbeit ist in diesem Falle das adiabatische Diagramm aus dem Gegendruck p_a und der Austrittstemperatur t_a; vergl. Fig. 11 bis zur Expansionslinie $t_a = t_3$. Ihr Verhältnis zum indizierten Diagramm Fig. 10 sei als thermischer Wirkungsgrad $\eta_{therm.}$ bezeichnet.

Da Vorwärmung der Luft während des Ansaugens und Undichtigkeit nicht vermieden werden können, darf die Volumenlieferung nicht aus der Ansaugevolumenlänge V', Fig. 10, sondern muß aus experimenteller Bestimmung berechnet werden.

Schon Lebrecht hat scharf hervorgehoben[1]), daß es ganz unzulässig ist, die Volumenlieferung aus dem Diagramm abzugreifen, wenn, wie z. B. häufig bei Schieberkompressoren, das Ansaugorgan vor dem Schnittpunkt der natürlichen Expansionslinie mit dem Ansaugedruck öffnet. Darauf sei an dieser Stelle nochmals hingewiesen, weil diese falsche Ansicht noch in neuester Zeit vertreten zu werden scheint[2]). Die am Saughubende im Zylinder eingeschlossene Luft wird nur abzüglich der im schädlichen Raum verbleibenden Restluft in den Druckraum geschoben; mag man hernach diese Restluft entweichen lassen wie man will, so kann dies an der Tatsache, daß sie nicht in den Druckraum gelangt ist, nichts mehr ändern, abgesehen von den Fällen, wo man sie durch einen besondern Vorgang nachträglich in den Druckraum hineinschafft (Schieberumführungen). Ebensowenig verändert zu spätes Oeffnen des Saugorganes das Volumen der zurückgebliebenen Restluft, d. h. bei Schieberkompressoren wird bei verringertem Gegendruck wegen der verspäteten Eröffnung des Ansaugeschiebers der volumetrische Wirkungsgrad unmittelbar nicht vermindert[3]).

Die Bearbeitung der Versuche

möge mit der Betrachtung der Kompressionskurven beginnen.

In Fig. 12 sind die logarithmischen Kompressionskurven $\log p = \text{Funkt.} (\log v)$ (p = abs. Druck, v = Volumen) dargestellt. Für die Auftragung ist ein spitzwinkliges Achsensystem derart gewählt, daß die adiabatische Kompression mit dem Exponenten $m = 1{,}41$ eine Wagerechte ergibt, damit die

Fig. 12.

Logarithmische Kompressionskurven $\log p = \text{Funkt.} (\log v)$.

[1]) Z. 1900 S. 598 u. f.

[2]) Z. 1905 S. 540.

[3]) In den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« wird eine Kurven- und Zahlentafel zur bequemen Entnahme aller für den Gebrauch nützlichen theoretischen Werte zur Darstellung kommen.

[1]) Z. 1905 S. 156.

[2]) Strnad entnimmt in seinem Aufsatz »Vollhubventile für Kompressoren«, Z. 1905 S. 691 u. f., den volumetrischen Wirkungsgrad dem Indikatordiagramm, obwohl das Saugventil infolge Anwendung eines Luftpuffers der Absicht entsprechend vorzeitig öffnet; vergl. S. 694.

[3]) Vergl. Strnad Z. 1905 S. 696, Schlußbehauptung 2.

Zahlentafel 4. Kompressionsexponenten.

Nr.	Betrieb Nr.	I			II			III		
	Versuch Nr.	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Druckverhältnis $\frac{p_e}{p_a}$	6,887	5,024	2,964	6,750	4,925	2,910	6,679	4,887	2,896
2	Kompressionsexponent m in pv^m = konst. aus den beiden Endpunkten der Kompressionskurve	1,27	1,29	1,26	1,29	1,30	1,28	1,24	1,29	1,32

Fig. 13.

Verlauf der Kompressionsexponenten m in pv^m = konst.

Abweichung hiervon als die Hauptsache der vorliegenden Betrachtung am deutlichsten hervortritt. Benutzt sind, soweit sie reichten, die mit der schwachen Feder geschriebenen Diagramme.

Aus den Endpunkten der verzeichneten logarithmischen Kurven ist der Kompressionsexponent (pv^m = konst.) unter Vernachlässigung der Auskrümmung der Kurven als $m = \frac{\log p_2 - \log p_1}{\log v_1 - \log v_2}$ entnommen und in Figur 13 und Zahlentafel 4 zur Darstellung gebracht. Dieses mittelbare zeichnerische Verfahren ist wesentlich zuverlässiger als die ausmessende Ermittlung aus beiden Diagrammpunkten.

Der Kompressionsexponent hat nur als ein bequemer Rechenfaktor Bedeutung, deswegen genügt die Zusammenstellung des Ergebnisses. Der Einfluß auf die Arbeitsweise des Kompressors wird sich bei ihrer Betrachtung besser zeigen, als hier besprochen werden kann, die Einwirkungen auf den Exponenten werden auch gelegentlich zur Sprache kommen. Es sei nur kurz darauf aufmerksam gemacht, daß nach den logarithmischen Kurven die Kompression von Anfang an unter der Adiabate verläuft, hiernach also bereits vom Totpunkt an die Wände Wärme auffangen.

Die sorgfältige experimentelle Bestimmung der Volumenlieferung gestattet, für verschiedene Kolbenstellungen die mittleren Lufttemperaturen zu berechnen. Es geschieht dies

Fig. 14 bis 16. Darstellung der Temperaturen.

1 Ansaugetemperatur
2 mittlere Temperatur der angesaugten Luft am Hubende
3 mittlere Gesamttemperatur am Hubende
4 Temperatur bei Erreichung des Gegendruckes
5 Auspufftemperatur
6 für adiabatische Kompression auf 4 am Hubende erforderlich
7 für adiabatische Kompression auf 5 am Hubende erforderlich

Zahlentafel 5. Temperaturen in wichtigen Punkten.

Nr.	Betrieb Nr. / Versuch Nr.		I 1	I 2	I 3	II 1	II 2	II 3	III 1	III 2	III 3
1	Druckverhältnis $\frac{p_a}{p_e}$		6,887	5,024	2,964	6,750	4,925	2,910	6,679	4,887	2,896
2	Temperatur der Außenluft gemessen (t_l)	°C	+ 8	+ 9	+ 9	+ 1	+ 1	0	— 6	— 7	— 8
3	Eintrittstemperatur gemessen (t_e)	»	17,8	18,4	17,5	9,4	10,1	9,3	7,7	7,1	6,6
4	mittlere Temperatur der angesaugten Luft am Hubende, berechnet aus dem nach Rückexpansion freien Zylindervolumen und der angesaugten Luftmenge (t_1)	»	45,3	44,1	46,5	38,9	38,7	38,5	58,1	52,4	47,8
5	mittlere Erwärmung der angesaugten Luft während des Ansaugens ($t_1 - t_e$)	»	27,5	25,7	29,0	29,5	28,6	29,2	50,4	45,3	41,2
6	mittlere Temperatur beim Kompressionsbeginn durch Mischung mit der warmen Restluft, berechnet aus dem gesamten Zylindervolumen und der Menge der angesaugten Luft plus Restluft (t_2)	»	57,5	52,0	50,6	53,0	47,7	42,6	72,1	61,2	51,8
7	Differenz zwischen Kompressionsanfangs- und Eintrittstemperatur ($t_2 - t_e$)	»	40,7	33,6	33,1	43,6	37,6	33,3	64,4	54,1	45,2
8	mittlere Temperatur bei Erreichung des Gegendruckes, berechnet mit dem ermittelten Kompressionsexponenten aus der Kompressions-Anfangstemperatur (t_3)	»	224	193	132	222	191	126	226	205	147
9	Austrittstemperatur gemessen (t_a)	»	193,0	163,5	120,6	198,4	170,3	124,4	210,0	182,9	137,2
10	Temperaturabfall beim Austritt ($t_3 - t_a$)	»	31	30	11	29	21	2	16	22	10
11	Temperatur der Restluft nach Expansion mit $m = 1,10$, berechnet aus t_a (t_4)	°C	118,0	103,3	83,6	123,8	110,5	87,6	133,4	121,7	98,6
12	Temperaturabfall bei Expansion mit $m = 1,10$ ($t_a - t_4$)	»	75	60	37	75	60	37	77	61	39
13	adiabatische Kompression auf t_3, verlangt beim Kompressionsanfang (t_5)	»	10	14	22	14	19	20	14	28	35
14	adiabatische Kompression auf t_a, verlangt beim Kompressionsanfang (t_6)	»	— 7,2	+ 0,7	+ 13,9	— 2,6	+ 5,8	+ 18,2	+ 4,9	+ 14,3	+ 27,2

Zahlentafel 6.
Temperaturen in wichtigen Punkten, auf gleiche Ansaugetemperatur zurückgeführt.

Nr.	Betrieb Nr. / Versuch Nr.		I 1	I 2	I 3	II 1	II 2	II 3	III 1	III 2	III 3
1	Ansaugetemperatur (t_e)	°C	bei allen Versuchen 7° C zugrunde gelegt								
2	mittlere Temperatur der angesaugten Luft am Hubende, nach Erwärmung aus Zahlentafel 5 Reihe 5 (t_1)	»	34,5	32,5	36,0	36,5	35,6	36,2	57,4	52,3	48,2
3	mittlere Kompressions-Anfangstemperatur t_2, aus Differenz gegen Ansaugetemperatur nach Zahlentafel 5 Reihe 7	»	47,7	40,6	40,1	50,6	44,6	40,3	71,4	61,1	52,2
4	mittlere Temperatur bei Erreichung des Gegendruckes, berechnet mit dem ermittelten Kompressionsexponenten aus der Kompressions-Anfangstemperatur t_2 (t_3)	»	210	178	119	224	186	123	225	204	118
5	Austrittstemperatur aus dem Temperaturabfall beim Auspuff, Zahlentafel 5 Reihe 10 (t_a)	»	179	148	108	195	165	121	209	182	138
6	adiabatische Kompression auf t_3, bedingt beim Kompressionsanfang (t_5)	°C	+ 2	+ 9	+ 11	+ 12	+ 13	+ 18	+ 13	+ 28	+ 36
7	adiabatische Kompression auf t_a, bedingt beim Kompressionsanfang (t_6)	»	— 16	— 10	+ 5	— 4	+ 2	+ 17	— 8	+ 13	+ 28

unter den bereits erwähnten Annahmen, daß Saugschieber und Druckventil genau im Totpunkt dicht abschließen und die Expansion aus dem gemessenen Gegendruck und der Austrittstemperatur mit dem Exponenten 1,10 erfolgt, aus der Bedingung $\frac{pV}{T}$ = konst., die für jeden Punkt die Temperatur T berechnen läßt, wenn der Druck p, die Größe des Volumens V und das eingeschlossene Luftvolumen unter irgend einem andern aber bekannten Druck- und Temperaturzustand gegeben sind. Das Ergebnis ist in Zahlentafel 5 zusammengestellt.

Der durch unmittelbare Messung bestimmte volumetrische Wirkungsgrad in vH des Hubvolumens wird durch Fortlassen der Mantelkühlung ein wenig verschlechtert, verhältnismäßig viel beim Betrieb III. Zur Erforschung der Ursachen seien die Lufttemperaturen betrachtet. Die Ansaugetemperatur ist gemessen; aus der geförderten Luftmenge sowie dem im schädlichen Raum verbleibenden Rest ergibt sich die am Hubende im Zylinder eingeschlossene Luftmenge und damit ihre mittlere Temperatur am Hubende als Kompressions-Anfangstemperatur, bei der Spannung der Außenluft. Der Luftrest aus dem schädlichen Raum hat bei Erreichen des Ansaugedruckes eine höhere als die Ansaugetemperatur und somit ein entsprechend größeres spezifisches Volumen. Der Zustand dieser Restluft ist während des Ansaugens unverändert angenommen. Die Bedingung, daß dann die angesaugte Luft am Hubende das gesamte noch freie Hubvolumen ausfüllt, ergibt die für sie angegebene Erwärmung während des Saughubes. Diese durchweg vorhandene Erwärmung gegenüber der Ansaugetemperatur und die Mischung mit der warmen Restluft erhöhen gleichzeitig die mittlere Kompressions-Anfangstemperatur. Unter Zugrundelegung des aus den Diagrammen bestimmten Kompressionsexponenten berechnet sich nach $T_3 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$ die Temperatur bei Erreichung des Gegendruckes zu dem angegebenen Wert. Tatsächlich findet durch weitere Kompression zur Ueberwindung der Beschleunigungs- und Bewegungswiderstände eine noch weitere Temperatursteigerung statt, so daß der Temperaturverlust während des Auspuffes bei allen Versuchen noch etwas größer ist als be-

rechnet; doch läßt sich ein andrer Wert, der für den Vergleich zuverlässiger wäre, nicht angeben. Schließlich sind rückwärts die beiden Kompressions-Anfangstemperaturen berechnet, die für adiabatische Kompression 1) auf die berechnete Kompressions-Endtemperatur, 2) auf die gemessene Auspufftemperatur t_a erforderlich wären. Sämtliche Temperaturen sind in Zahlentafel 6 auf einheitliche Ansaugetemperatur (280° absolut = + 7° C) zurückgeführt. In die neue Zahlentafel sind die aus den Versuchen ermittelten Erwärmungen in ihrem alten Betrag und die Exponenten unverändert übernommen. Das für den Vergleich äußerst geeignete Ergebnis ist in Fig. 14 bis 16 graphisch dargestellt. Hiernach tritt in allen Fällen, selbst beim einfach wirkenden Kompressor mit Mantelkühlung und Auskühlung durch die vordere Zylinderseite, eine erhebliche Erwärmung der angesaugten Luft während des Saughubes ein, worauf hauptsächlich der zurückkehrende Wärmeinhalt der Wände einwirkt, nebensächlich die durch das Einlaßorgan erzeugte Drosselfläche des Diagramms, die beim Hubende irgendwie in Wärme umgesetzt sein muß. In der unbedingt vorhandenen Erwärmung begründet sich die Unmöglichkeit, aus den Indikatordiagrammen den volumetrischen Wirkungsgrad abzulesen[1]).

Diese Erwärmung wird durch das Fortlassen der Mantelkühlung unwesentlich gesteigert, erheblich beim Uebergang auf Betrieb III. Sie wird bei Betrieb I und II wenig durch das Druckverhältnis beeinflußt; beim Betrieb III tritt eine deutliche Erhöhung mit zunehmendem Druckverhältnis ein. Die mittlere Gesamttemperatur am Hubende zeigt eine deutliche Zunahme mit steigendem Druckverhältnis in allen Betrieben. Die Trennung beider Temperaturerhöhungen stützt sich freilich auf eine Annahme. Daß bei Betrieb I und II die Erwärmung während des Ansaugens nur wenig vom Druckverhältnis abhängt, ist dadurch zu erklären, daß die neu hervortretenden Wandungsschichten ihre Wärme an die Auskühlluft abgegeben haben und die Oberfläche des schädlichen Raumes bereits während der Expansion den größten Wärmebetrag zurückgibt.

Die Kompressions-Endtemperatur ist im wesentlichen durch die Kompressions-Anfangstemperatur bedingt. Durch Auftreten des kleineren Kompressionsexponenten beim Betrieb III ist die Kompressions-Endtemperatur bei hohem Druckverhältnis gleich der beim Zustand II, trotz der bedeutend höheren Kompressions-Anfangstemperatur. Der Abfall bis zur gemessenen Auspufftemperatur ergibt den Verlust während des Auspuffes. Dieser Verlust nimmt bei Betrieb I und II mit steigendem Druckverhältnis zu und ist bei Betrieb II durchweg kleiner als für Betrieb I, wie es durch den Fortfall der Kühlung ohne weiteres erklärt ist. Beim Betriebe III nimmt der Temperaturabfall nur bis zum mittleren Druckverhältnis zu, dann wieder ein wenig ab und ist bei kleinem Druckverhältnis größer als für Betrieb II. Es ist dies in der Weise zu erklären, daß der Verlust durch die Wandungen durchweg kleiner ist als für Betrieb II, aber beim kleinen Druckverhältnis ein Temperaturverlust durch geringe Wasserverdunstung hinzutritt, der beim großen Druckverhältnis bereits während der Kompression eingetreten ist. Die Temperatur, welche am Saughubende erforderlich ist, um adiabatisch den Kompressions-Endzustand zu erhalten, liegt nur für Betrieb I bei großem Druckverhältnis tiefer als die Ansaugetemperatur, bei Betrieb II bereits höher und bei Betrieb III wesentlich höher für ein kleines Druckverhältnis, wo die Einwirkung des Wassers der Dampfmaschine noch ausbleibt und somit die größte Annäherung an einen doppeltwirkenden Kompressor vorliegt. Dies beweist, daß die anzustrebende adiabatische Kompression keineswegs eine aussichtslos tiefe Anfangstemperatur verlangt. Die für adiabatische Kompression auf die gemessene Auspufftemperatur erforderliche Anfangstemperatur liegt allerdings zum größten Teil unter der Ansaugetemperatur.

Wenn schon die für Erreichung des Gegendruckes errechnete Kompressions-Endtemperatur noch nicht die erzeugte Höchsttemperatur darstellt, so ist in dem Abfall bis zur gemessenen Auspufftemperatur doch das gegenseitige Verhalten des Temperaturverlustes während des Auspuffes gegeben. Hier trifft eine Berechnung unter Benutzung aller gemachten Annahmen mit einer neuen Messung zusammen, und wenn man bedenkt, daß die Genauigkeitsgrenze des Kompressionsexponenten aus einem vorzüglichen Indikatordiagramm bereits 5° Spielraum beim hohen Druckverhältnis offen läßt, so muß zugegeben werden, daß die Annahmen gestattet waren für Untersuchungen, bei denen der Indikator bereits das Unsicherheitsgebiet festlegt. Stellt man die Forderung, daß nur Versuche von unbedingter Zuverlässigkeit einer Behandlung an dieser Stelle wert seien, so wird man überhaupt auf Untersuchungen an Kolbenmaschinen verzichten müssen. Den Wunsch, daß sich neue Versuche den gegenwärtigen an die Seite stellen möchten, um die hier gezogenen Schlüsse zu prüfen, hege ich selbst und erhoffe davon mit Zuversicht eine Bestätigung des hier Gesagten. (Fortsetzung folgt.)

[1]) E. W. Köster, der wohl zuerst — Z. 1904 S. 116 — auf die Erwärmung während des Ansaugens nachdrücklich hingewiesen hat, gibt für den tatsächlichen volumetrischen Wirkungsgrad gegenüber dem aus dem Diagramm gemessenen die Bezeichnung »Liefergrad« an. Ich bin dem nicht gefolgt, weil ich unbedingt dahin strebe, daß für die Ablesung aus dem Indikatordiagramm die einfache Bezeichnung »volumetrischer Wirkungsgrad« überhaupt nicht benutzt werden darf.

Der Ansicht Kösters, daß die bei dichtem Kompressor gültige Gleichung $\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} = \frac{p_3 v_3}{T_3} = \frac{p_4 v_4}{T_4}$ einen Einblick in die Dichtheit gewähre, muß ich entschieden widersprechen, lediglich, weil es völlig aussichtslos erscheint, bei irgend einer Kolbenstellung die mittlere Temperatur der im Zylinder eingeschlossenen Luft durch Messung zu bestimmen, sie vielmehr nur unter der Annahme vollkommener Dichtheit unter Benutzung obiger Gleichung aus der gemessenen Lieferung berechnet werden kann. Nur unter Zusammenfassung des Einflusses von Temperatur und Undichtigkeit auf die Volumenbeanspruchung der Luft an irgend einer Stelle bietet dieser Weg Aussicht zu einem Gütevergleich.

Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

Von Dr.-Ing. Otto Berner, München.

(Fortsetzung von S. 1068)

III. Unterschied im Wärmeverbrauch der Maschine beim Betrieb mit gesättigtem und überhitztem Dampf.

Man hoffte ursprünglich, den Unterschied im Wärmeverbrauch bei beiden Dampfarten in ziemlich einwandfreier Weise durch Versuche an der gleichen Maschine feststellen zu können. Diese Hoffnung hat sich aber aus verschiedenen Gründen nicht ganz bestätigt. Es ist nämlich nicht möglich, an der gleichen Maschine beim Betrieb mit beiden Dampfarten genau die gleichen Verhältnisse herzustellen. Außerdem ist es an sich ausgeschlossen, die Maschine für gesättigten und überhitzten Dampf gleichwertig zu bauen, d. h. die günstigsten Verhältnisse in einer Maschine zu vereinigen. Der Verlauf der Expansionslinie ist bei überhitztem Dampf anders. Sie fällt rascher; infolgedessen wird für gleiche Leistung eine größere Füllung nötig. Man kann deshalb den Unterschied im Wärmeverbrauch bei gleicher Füllung oder Leistung ermitteln. Die meisten Vergleichsversuche sind wohl bei gleicher Leistung durchgeführt worden. Die gefundene Wärmeersparnis ist deshalb nicht ganz frei von dem Einfluß des Expansionsverhältnisses. Bei Mehrzylindermaschinen ändert sich aus dem gleichen Grunde mit der Dampfüberhitzung auch die Verteilung der Leistung auf die einzelnen Zylinder. Durch die gleichzeitige Vergrößerung der

Füllung wird zwar der Einfluß von dieser Seite wieder abgeschwächt. Da das Zylinderverhältnis nicht geändert werden kann, ist man aber jedenfalls nicht imstande, mit gleicher Füllung und Leistungsverteilung zu arbeiten. Immerhin scheint der Einfluß von dieser Seite nach den vorliegenden Erfahrungen nicht sehr groß zu sein. Viel mehr zu fürchten sind die Fehler, die durch den ungleichen Temperaturzustand der Maschine (die verschiedenen Undichtheitsverluste) hervorgerufen werden. Die wenigsten Maschinen zeigen eine so gleichmäßige Ausdehnung aller Teile, daß die für diese Verluste maßgebenden Zwischenräume an Kolben und Steuerorganen für beide Dampfarten auch nur annähernd die gleichen sind. Auch ist es häufig nicht so einfach und sehr zeitraubend, den Dichtheitszustand einer Kolbenmaschine festzustellen, weshalb solche Untersuchungen nur in den seltensten Fällen gemacht werden. Es ist sehr wahrscheinlich, daß bei vielen Versuchen, namentlich an Einzylindermaschinen, eine Beeinflussung von dieser Seite im negativen oder positiven Sinne vorliegt.

Schließlich sind noch die grundsätzlichen Unterschiede im Bau hervorzuheben, die die möglichst hohe Ausnutzung für beide Dampfarten fordert. Der wichtigste ist wohl der Unterschied in der Mantelheizung; von geringerem Einfluß sind vielleicht noch Verschiedenheiten im Zylinderverhältnis und in den Abmessungen der Steuerorgane. Es ist also nicht immer möglich, durch Versuche an der gleichen Maschine Zahlenwerte zu erhalten, die von andern Nebeneinflüssen ganz frei sind. Es ist das insofern bedauerlich, als für die Klarstellung vieler Fragen der Vergleichsversuch an derselben Maschine das einzige Hülfsmittel bietet.

Für manche Zwecke erscheint allerdings eine vergleichende Zusammenstellung von Versuchen an verschiedenen Maschinen wertvoller, vor allem für die Hauptfrage nach dem Unterschied im Wärmeverbrauch bei gesättigtem und überhitztem Dampf. Es hat sich nämlich gezeigt, daß die Wärmeersparnis außer von der Dampftemperatur noch von einer Reihe von Nebenumständen in solchem Maße abhängig ist, daß die Uebertragung der an einer bestimmten Maschine erlangten Ergebnisse auf andre Fälle nicht ohne weiteres zulässig erscheint. Zu diesen Nebenumständen gehören in erster Linie Größenordnung, Zylinderzahl, Auspuff oder Kondensation, Mantelheizung, in zweiter Linie vielleicht noch Spannung, Füllungsgrad und Zylinderverhältnis. Man erkennt schon aus dieser Zahl gleichzeitig in Betracht kommender Umstände, daß es seine Schwierigkeiten hat, aus Versuchen an beliebigen Maschinen unter beliebigen Verhältnissen brauchbare Schlüsse über die Wirkung der Dampfüberhitzung zu gewinnen.

Bei der Mannigfaltigkeit der Wirkung haben allgemeine Angaben natürlich wenig Wert. Ohne in die Einzelheiten einzudringen, kann über die Wärmeersparnis höchstens noch gesagt werden, daß sie für eine bestimmte Temperatur um so größer ausfällt, je geringer die Wärmeausnutzung, oder noch besser, der indizierte Wirkungsgrad der Maschine für gesättigten Dampf ist. Es folgt hieraus, daß der allgemeine Wert der Dampfüberhitzung nur in der Wärmeersparnis zu erblicken ist, die eine möglichst vollkommene Heißdampfmaschine über eine unter gleichen Verhältnissen arbeitende möglichst vollkommene Sattdampfmaschine zeigt. Diese Ersparnis ist unter allen Umständen zu erwarten und wird von der tatsächlichen Ersparnis im einzelnen Falle um so mehr übertroffen, je weniger die in Frage stehende Maschine in ihrem Wärmeverbrauch bei Naßdampf an den sehr guter Maschinen heranreicht. Es ist also von Wert, die Wärmeverbrauchgrenzen zu kennen, die man mit guten Maschinen erreicht hat, weil sich aus ihnen die bezeichnete Mindestersparnis ermitteln läßt, die den mit der Dampfüberhitzung gemachten Fortschritt in der Wärmeausnutzung erkennen läßt. Für die Feststellung dieser Grenzen im Wärmeverbrauch sind aus den heute vorliegenden Versuchen an Kolbenmaschinen diejenigen ausgewählt worden, die bei gesättigtem oder überhitztem Dampf die kleinsten Verbrauchswerte aufzuweisen hatten. Für die übersichtliche Anordnung der Versuche erschien es notwendig, von den die Wärmeausnutzung stark beeinflussenden Umständen wenigstens zwei herauszugreifen: die Dampftemperatur und die Zylinderzahl. Es ist demgemäß zwischen folgenden Versuchsgruppen unterschieden worden:

1) Versuche an Maschinen mit gesättigtem Dampf (Zahlentafel 6),

2) Versuche an Maschinen mit mäßiger Ueberhitzung bis 250° C (Zahlentafel 7),

Fig. 4.

Wärmeverbrauchsgrenzen für 1 PSi-st bei verschiedener Dampftemperatur und Zylinderzahl, ermittelt auf Grund des augenblicklichen Versuchsstoffes.

Wärmeverbrauch für 1 PSi-st in WE; Dampftemperatur in °C

⊖ Einzylinder-Auspuff
○ Einzylinder-Kondensation
⊙ Zweizylinder-Kondensation
● Dreizylinder-Kondensation
● Zweizylinder-Kondensation mit dreifacher Expansion (Bauart Schmidt)
● Zweizylinder-Kondensation mit Zwischenüberhitzung

Zahlentafel 6.

Versuche an Maschinen mit **gesättigtem** Dampf.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Zahl der Zylinder (Expansionsgrad)	Nummer	Bezeichnung der Maschine	Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	Hub mm	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit m/sk	Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs.	Sättigungstemperatur °C	Gesamtwärme von 1 kg Dampf WE	Indizierte Leistung PS	Speisewasserverbrauch für 1 PS$_i$-st kg	Wärmeverbrauch für 1 PS$_i$-st WE	Kondensation oder Auspuff	Mantelheizung	Versuchsleiter und Quelle	Bemerkungen
Einzylindermaschinen (einfache Expansion)	1 2	Corliss-Maschine von Creusot	550	1100	62,0 62,7	2,273 2,299	8,24 8,28	170,7 170,9	658,6 658,7	197,0 240,0	10,0 9,62	6586 6336	Auspuff	Mantel geheizt	Delafond, Dingler 1885	—
	3 4	Balanciermaschine von Hirn	605 (80/0)	1703	30,6 30,4	1,734 1,726	4,36 4,50	148,1 150,8	646,7 647,0	145,9 107,8	9,31 8,84	6019 5718	Kondens.	—	Dingler 1878	Dampffeuchtigkeit berücksichtigt
	5	Ventil-Zwillingsmaschine der Kammgarnspinnerei Augsburg	702 703 (105/0)	1500	39,55	1,977	6,02	158	654,7	400,3	8,75	5728	»	—	Linde, Dingler Bd. 28	—
	6	Corliss-Maschine von Berger André, Thann	712 (108/90,2)	1367	59,98	2,733	(5,77)	(156,4)	654,2	310,3	8,64	5653	»	Mantel geheizt	Meunier, Bull. Mulhouse, 1893 S. 116	Dampf- und Wärmeverbrauch einschließlich Rohrleitung
	7 8	Corliss-Maschine von Creusot	550	1100	58,1 59,8	2,130 2,196	8,40 8,30	171,5 171,0	658,8 658,7	215,0 157,0	7,87 7,33	5185 4861	»	—	Delafond, Dingler 1885	—
Zweizylindermaschinen (doppelte Expansion)	9	Corliss-Maschine der Spinnerei Mieg & Co., Mülhausen	700 1100	1600	68,6	3,658	(7,29)	(165,7)	657,0	711,3	6,85	4500	Kondens.	Mäntel geheizt	Meunier	Dampf- und Wärmeverbrauch einschließlich Rohrleitung
	10	liegende Ventilmaschine der Compagnie Électrique Anversoise, Antwerpen	661 1051	1150	—	—	9,8	178,0	660,8	1011,1	6,74	4454	»	»	Kinbach	—
	11	liegende Ventilmaschine der Baumwollspinnerei Augsburg	676,4 (115/115) 1050,8 (114,9/115)	1350,3	66,2	2,979	7,55	170,7	657,5	574,4	6,76	4441	»	Mäntel und Behälter geheizt	Bayer. Rev.-Ver.	—
	12	Ventilmaschine der Kammgarnspinnerei Augsburg	370 (74,5) 611,7 (74,5/74,5)	950 951	71,3	2,260	6,82	163,0	656,3	131,7	6,57	4313	»	Mäntel geheizt	Schröter	—
	13 14	Ventilmaschine des Mannheimer Elektrizitätswerkes	611,1 (150/0) 1025,7 (190/150)	1300	83,2 83,4	3,603 3,612	10,82 10,35	182,2 180,4	662,0 661,5	1077,7 481,6	6,44 5,90	4263 3903	» »	» »	Schröter Z. 1902 S. 803	—
	15	Ventilmaschine des Elektrizitätswerkes Mainz	660,2 (150/0) 1075 (190/150)	1300	85,6	3,708	10,15	179,5	661,3	1076,5	6,38	4218	»	»	Kinbach	—
	16	Ventil-Corliss-Maschine der Flachsspinnerei Oberleithner, Hannsdorf	551,2 (100/0) 850,5 (110/90)	1000	81,7	2,722	8,0	169,5	658,2	301,3	6,30	4147	»	Mantel am H.-D.-Zyl. geheizt	Doerfel, Z. 1899 S. 1558	Niederdruckzylinder ohne Dampfmantel
	17	Ventilmaschine der Baumwollspinnerei Katzen	729,8 (135/135) 1075,5 (135/135)	1350	61,9	2,786	8,5	172,0	659,0	693,3	6,27	4132	»	—	Doerfel, Z. 1899 S. 606	Mittel aus 3 Versuchen
	18	Corliss-Maschine der Spinnerei Boschan & Co., Oberwaltersdorf	531 (100/100) 800 (100/100)	1200	78,2	3,126	9,0	174,4	659,7	344,7	5,91	3899	»	—	»	—
	19 20	Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove, Gent	325,5 (60/0) 560,5 (74/66)	850	126,0 126,9	3,570 3,596	10,44 9,96	180,7 178,7	661,6 660,9	312,2 167,7	6,09 5,28	4029 3490	» »	Mäntel und Deckel geheizt	Schröter, Z. 1903 S. 1281	Dampfverbrauch durch Kondensatmessung ermittelt

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Zahl der Zylinder (Expansionsgrad)	Nummer	Bezeichnung der Maschine	Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser)	Hub	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit	Dampfspannung vor der Maschine	Sättigungstemperatur	Gesamtwärme von 1 kg Dampf	Indizierte Leistung	Speisewasserverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st	Kondensation oder Auspuff	Mantelheizung	Versuchsleiter und Quelle	Bemerkungen
			mm	mm		m/sk	kg/qcm abs.	°C	WE	PS	kg	WE				
Drei- und Vierzylindermaschinen (dreifache Expansion)	21	Ventilmaschine der Maschinenfabrik Augsburg	282,0 (75/85) 450,7 (85/0) 701,3 (85/85)	1000	70,3	2,34	11,25	184,1	662,6	200	5,63	3730	Kondens.	Mäntel geheizt	Schröter, Z. 1896 S. 254	—
	22	Ventilmaschine der Norddeutschen Portland-Zementfabrik Misburg	475 (140/0) 750 (140/140) 1200 (140/100)	1200	74,4	2,977	(12,98)	190,5	664,6	597,8	5,67	3768	»	alle Mäntel geheizt	Lorenz, Z. 1901 S. 649	stark schwankende Belastung
	23				74,8	2,994	(12,95)	190,4	664,6	599,3	5,45	3622	»	ohne Mantelheizung		
	24	stehende Ventilmaschine von Sawa Morosoffs Sohn & Co., Orechowo	660 (140/0) 1000 (140/0) 1500 (140/0)	1200	76,0	3,04	11,1	183,5	662,5	1151	5,33	3528	»	Mäntel geheizt	Z. 1894 S. 549	—
	25	stehende Ventilmaschine der Berliner Elektrizitätswerke	865,2 (150/0) 1250,0 (150/0) {1550,1 / 1550,1} (150/200)	1300	82,8	3,589	14,3	195,1	666	3040,4	5,26	3507	»	H.-D.-Zyl. ohne Mantel	Z. 1900 S. 606	Krafthaus Luisenstraße
	26	liegende Ventilmaschine des Wasserwerkes St. Gallen	360,4 (90/90) 605,0 (90/0) 875,0 (110/110)	1000	60,4	2,014	11,21	183,9	662,6	210,8	5,17	3430	»	alle Mäntel geheizt	Stodola, Z. 1898 S. 197	—
	27	liegende Ventilmaschine der Baumwollspinnerei L. König jun., St. Petersburg	760 (200/200) 1130 (200/200) {1310 / 1310} (200/200)	2000	56,2	3,746	11,4	184,6	662,8	1870	5,13	3397	»	»	Z. 1896 S. 534	-

3) Versuche an Maschinen mit mittlerer Ueberhitzung von 250 bis 300 °C (Zahlentafel 8),

4) Versuche an Maschinen mit starker Ueberhitzung über 300 °C (Zahlentafel 9).

Bei den verschiedenen Gruppen sind die Versuche nach der Zylinderzahl der Maschinen aufgeführt. Im einzelnen sind außer den Abmessungen der Maschine die wichtigsten Versuchsgrößen, der Dampf- und Wärmeverbrauch sowie die Betriebsweise (Mantelheizung, Auspuff oder Kondensation) angegeben. Der besseren Uebersichtlichkeit wegen sind die Wärmeverbrauchzahlen für 1 PSi-st von sämtlichen Versuchen in Fig. 4 in Abhängigkeit von der Dampftemperatur wiedergegeben. Zu diesem Zweck sind die Versuche in Zahlentafel 6 bis 9 fortlaufend mit Nummern versehen. Jeder Versuch ist in Fig. 4 durch seine Nummer und ein besonderes Kennzeichen, das sich auf die Bauart bezw. Betriebsweise der Maschine bezieht, dargestellt. Dabei sind im ganzen 6 Maschinengattungen unterschieden worden: Einzylinder-Auspuff, Einzylinder-Kondensation, Zweizylinder-Kondensation, Dreizylinder-Kondensation, Zweizylinder-Kondensation mit dreifacher Expansion, Zweizylinder-Kondensation mit Zwischenüberhitzung. Die hierfür gewählten Kennzeichen sind aus Fig. 4 ersichtlich. Versuchspunkte für die gleiche Maschine sind durch Doppellinien verbunden. Man erkennt aus der Zusammenstellung, daß bei der gewöhnlichen Anwendungsart der Dampfüberhitzung, bei der die Ueberhitzungswärme nur dem Hochdruckdampf zugeführt wird, die gebräuchliche Grenztemperatur etwa bei 350° C liegt. Diese Temperatur ist nur selten und dann unwesentlich überschritten worden. Die Angaben in Fig. 4 beziehen sich allerdings zunächst nur auf Versuche von meist 8- bis 10stündiger Dauer, und es befinden sich unter den angeführten Maschinen sicher solche, die im gewöhnlichen Betriebe mit niedrigeren Temperaturen arbeiten. Man kennt aber tatsächlich Zweizylindermaschinen, die schon jahrelang zuverlässig mit Temperaturen in der Nähe von 350° C arbeiten, und es besteht kein Zweifel mehr darüber, daß die Möglichkeit hierfür bei sehr sorgfältiger Bauart vorhanden ist, ohne daß ernstliche Nachteile in andrer Hinsicht in Kauf genommen werden. Noch größere Ueberhitzungswärme, die Temperaturen bis etwa 400° C entsprechen dürfte, ist praktisch nur bei Verbundmaschinen mit Zwischenüberhitzung zur Verwendung gekommen; hierüber soll aber in einem besondern Abschnitt gesprochen werden.

Bei der Feststellung der Wärmeverbrauchsgrenzen zeigte sich zunächst ein großer Mangel an Versuchen mit Einzylindermaschinen. Die wenigen Versuche, die vorhanden sind, beziehen sich fast nur auf kleine, wenig wirtschaftliche Maschinen. Es sind jene bekannten ersten Maschinen, die W. Schmidt in Wilhelmshöhe bei Kassel ihre Entstehung verdankten, und bei denen er als erster gleich die höchsten Temperaturen zur Anwendung brachte. Die in Fig. 4 für Einzylindermaschinen eingezeichneten Grenzen, soweit sie sich

Zahlentafel 7. Versuche an Maschinen mit Dampfüberhitzung bis 250° C.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Zahl der Zylinder (Expansionsgrad)	Nummer	Bezeichnung der Maschine	Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	Hub mm	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit m/sk	Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs.	Sättigungstemperatur °C	Dampftemperatur vor der Maschine °C	Ueberhitzungswärme von 1 kg Dampf WE	Gesamtwärme von 1 kg Dampf WE	Indizierte Leistung PS	Speisewasserverbrauch für 1 PSi-st kg	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Wärmeersparnis gegenüber Sattdampf vH	Auspuff oder Kondensation	Mantelheizung	Versuchsleiter und Quelle	Bemerkungen
Einzylinder (einfache Expansion)	28	Ventil-Zwillingsmaschine	755 755 (100/55)	1400	38,8	1,806	(6,24)	159,5	203,4	21,1	676,2	523,8	8,35	5647	32,1	Kond.	—	Bull. Mulhouse 1891 S. 244	–
	29	Balanziermaschine von Hirn	605 (80)	1703	30,2	1,712	4,66	150,2	231,1	38,8	691,1	154,4	7,63	5275	12,4	»	—	Dingler 1878	–
	30				30,0	1,701	4,62	151,0	217,0	20,7	683,2	135,8	7,36	5033	16,4				
	31	Corliss-Maschine von Berger-André, Thann	712 (180/90,2)	1367	60,2	2,741	(5.56)	155,0	221,3	31,8	685,6	308,9	7,14	4892	13,5	»	Mantel geheizt	Bull. Mulhouse 1893 S. 116	–
Zweizylindermaschinen (doppelte Expansion)	32	Frikart-Maschine	700 (130/0) 1100 (130/0)	1800	64,3	3,864	(6,72)	162,4	205,0	20,5	755,7	415,1	6,72	4546	7 7	»	—	Bull. Mulhouse 1896 S. 157	Wärmeverbrauch einschließlich Rohrleitung
	33				64,3	3,864	(6,60)	161,7	246,6	40,7	758,5	391,5	6,44	4484	9,0	»	—		
	34	Schiebermaschine	660 (105/105) 950 (105/105)	1300	60,99	2,642	(6,32)	160,0	222,9	30,2	685,5	485,4	6,26	4293	14,3	»	Mäntel geheizt	Bull. Mulhouse 1893 S. 150	–
	35	liegende Ventilmaschine der Compagnie Électrique Anversoise, Antwerpen	661 1051	1150	99,3	3,807	9,8	178,0	224,1	22,1	682,9	1008,3	6,08	4152	6,8	»	»	Kinbach	–
	36	liegende Ventilmaschine der Baumwollspinnerei Augsburg	676,4 (115/115) 1050,8 (114,9/115)	1350,3	66,0	2,970	7,53	167,0	235	32,6	690,1	581,7	5,64	3877	12,7	»	»	Z. bayr. Rev.-V. 1893 S. 87	–
	37				66,0	2,970	7,59	167,3	243	36,3	693,[illegible]	588,6	5,48	3799	14,5	»	»		
	38	Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove, Gent	325,5 (60/0) 560,5 (74/60)	850	126,6	3,587	10,24	179,9	204,3	11,7	673,1	222,9	5,25	3534	2,3	»	Mäntel und Deckel geheizt	Schröter, Z. 1903 S. 1280	Dampfverbrauch durch Kondensatmessung bestimmt
	39				126,6	3,587	10,09	179,3	233,6	26 [illegible]	687,3	223,9	4,99	3430	5,2	»			
	40	Corliss-Maschine der Atlantic Mills, Providence	406,2 1016,6	1218,7	80,1	3,252	13,09	190,9	212	10,9	675,6	574,8	5,05	3409	—	»	Mäntel ungeheizt	Barrus, Eng. Rec. 1902 S. 436	–
Drei- und Vierzylindermaschinen (dreifache Expansion)	41	Frikart-Maschine von Kullmann & Co., Wittenheim	470 700 1000	1400	69,9	3,262	(12,43)	188,5	231,7	20.7	684,7	703,4	5,33	3648	7,0	Kond.	—	Ludwig & Weber, Bull. Mulhouse 1894	Mittel aus 4 Versuchen
	42	liegende Ventilmaschine der Berliner Elektrizitätswerke	828 (220/0) 1253,8 (220/0) 1477, 1477 (220/220)	1500	83,5	4,175	13,6	192,65	225,0	15,5	680,2	3453,3	5,26	3578	—	»	ohne Mantel am H.-Zyl.	Z. 1902 S. 187	Krafthaus Oberspree
	43				83,9	4,195	13,5	192,3	201,1	4,2	669,4	2548,2	5,17	3461	—	»			
	44	liegende Ventilmaschine der Spinnerei Forchheim	620 (148,5/184,5) 1049 (184,5/149,5) 1898 (149,5/150,0)	1500	61,3	3,065	12,7	189,5	229,3	19,1	683,4	905,2	5,22	3567	10,72	»	Mäntel geheizt, Aufnehmer nicht geheizt	Z. bayr. Rev.-V. 1898 S. 61	–
	45	Ventilmaschine der Maschinenfabrik Augsburg	202,0 (75/85) 450,7 (85/0) 701,3 (85/85)	1000	70,3	2 34	7,0	164,0	240,0	36,5	693,0	—	5,1	3534	—	»	Mäntel geheizt	Schröter, Z. 1896 S. 254	–
	46	liegende Ventilmaschine der Berliner Elektrizitätswerke	820 (180/0) 1200 (180/0) 1475, 1475 (220/180)	1500	83,1	4,155	14,20	194,7	202,3	3,65	669,5	2841,3	5,1	3414	—	»	ohne Mantel am H.-Zyl.	Berliner Elektrizitätswerke	Krafthaus Moabit

auf überhitzten Dampf beziehen, sind deshalb nicht so zuverlässig wie die für Zwei- und Dreizylindermaschinen angegebenen Linien. Die Grenzlinien sind für alle Maschinen geradlinig angenommen worden. Bei den bis jetzt vorhandenen Versuchen über die Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs von der Temperatur für die gleiche Maschine hat sich bei Kondensationsbetrieb für konstantes $c_p = 0,48$ stets fast ziemlich genau proportionale Abnahme des Wärmeverbrauchs mit der Temperatur gezeigt. Es ist deshalb die gemachte Annahme für den vorliegenden Zweck bei den Kondensationsmaschinen wohl zulässig, selbst wenn die genaue Abhängigkeit für die gleiche Maschine wegen der Zunahme der spezifischen Wärme mit der Temperatur sich als eine leicht gekrümmte Kurve herausstellen sollte. Fraglich erscheint ihre Richtigkeit nur bei Auspuffbetrieb, weil sich hier schon für konstantes c_p bisweilen recht stark gekrümmte Linien (vergl. Fig. 7) ergeben haben. Da aber der Versuchstoff, wie erwähnt, für eine genauere Festlegung der Grenzlinie nicht ausreicht, so ist in Fig. 4 auch hier die Gerade beibehalten worden.

Von allen Versuchen hat sich nur eine Versuchsreihe nicht in die angenommenen Grenzen einschließen lassen. Es sind das die Versuche 38 und 39 (Tafel 7), 53 und 54 (Tafel 8), 79 und 80 (Tafel 9), die erst in neuester Zeit an einer Tandem-Verbundmaschine von Van den Kerchove in Gent durchgeführt worden sind. Diese Maschine hat auffallend niedrigere Verbrauchswerte geliefert als alle sonst bekannten Maschinen ihrer Gattung. Der Dampfverbrauch ist allerdings durch Kondensatmessung bestimmt worden. Die vergleichende Speisewassermessung soll aber keinen Unterschied geliefert haben, während man sonst unter 3 bis 4 vH wohl kaum heruntergekommen ist. Die Wärmeverbrauchzahlen reichen schon bis weit in die Mitte des bis jetzt nur der Dreizylindermaschine zustehenden Verbrauchsgebietes. Es wäre das ein Beweis dafür, daß die nach den übrigen Versuchen heute erreichten Grenzen für Zwei- und Dreizylindermaschine, wie sie in Fig. 4 angegeben sind, bei Maschinen von vorzüglichster Bauart noch unterschritten werden. Da die erwähnte Maschine in dieser Beziehung noch allein dasteht, ist es unterlassen worden, die Grenze, wie sie durch die große Mehrzahl der Zweizylindermaschinen augenblicklich festgelegt wird, noch mehr nach unten zu verschieben.

An Hand der Figur 4 haben sich demnach als **Wärmeverbrauchzahlen, die von guten Maschinen erreichbar sind**, die folgenden ergeben:

Bezeichnung der Maschine	Beschaffenheit des Dampfes: gesättigter Dampf	überhitzter Dampf		
	—	250	300	350° C
Einzylinder-Auspuff . . .	6300	5800	5300	4800 WE
Einylinder-Kondensation .	4800	4450	4150	3800 »
Zweizylinder-Kondensation	3900	3650	3350	3100 »
Dreizylinder-Kondensation	3400	3200	3000	— »

Zahlentafel 8.

Versuche an Maschinen mit **Dampfüberhitzung von 250 bis 300° C.**

1 Zahl der Zylinder (Expansionsgrad)	2 Nummer	3 Bezeichnung der Maschine	4 Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	5 Hub mm	6 Uml./min	7 Kolbengeschwindigkeit m/sk	8 Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs	9 Sättigungstemperatur °C	10 Dampftemperatur vor der Maschine °C	11 Ueberhitzungswärme von 1 kg Dampf WE	12 Gesamtwärme von 1 kg Dampf WE	13 Indizierte Leistung PS	14 Speisewasserverbrauch für 1 PSi-st kg	15 Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	16 Wärmeersparnis gegenüber Sattdampf vH	17 Auspuff oder Kondensation	18 Mantelheizung	19 Versuchsleiter und Quelle	20 Bemerkungen
Zweizylindermaschinen (zweifache Expansion)	47	Frikart-Maschine	700 (130/0) 1100 (130/0)	1800	64,4	3,864	(6,72)	162,4	262,7	48,1	776,1	394,3	6,06	4267	13,4	Kond.	—	Bull. Mulhouse 1896 S. 157	Wärmeverbrauch einschl. Rohrleitungswasser
	48	Corliss-Maschine der Spinnerei C. Mieg & Co., Mülhausen	700 1100	1600	68,6	3,664	(7,20)	165,2	258,5	54,4	711,3	728,6	5,42	3803	15,5	»	Mäntel geheizt	Els. V. Dampfkbes., Z. 1898 S. 130	Mantelwasser abgezogen
	49	stehende Schiebermaschine des städtischen Elektrizitätswerkes Pirmasens	470 (75/0) 700 (75/0)	600	149,4	2,988	10,33	180,3	283,1	49,3	710,8	264,9	5,44	3867	21,6	»	—	Schotte, Pfälz. D.-Rev.-V.	—
	50	Ventil-Corlissmaschine der Flachsspinnerei Oberleithner, Hannsdorf	551,2 (100/0) 850,5 (110/90)	1000	80,3	2,68	8,17	170,3	257	41,6	700,1	330,7	5,33	3731	10,0	»	Mantel am H.-D.-Zyl. geheizt	Doerfel, Z. 1899 S. 1558	—
	51	liegende Ventilmaschine des Elektrizitätswerkes Mainz	660,2 (150/0) 1075 (190/150)	1300	85,7	3,718	10,2	179,8	257	37,1	698,4	1071,0	5,33	3719	11,8	»	Mäntel geheizt	Kinbach	—
	52	Ventilmaschine des Elektrizitätswerkes Mannheim	611,1 (150/0) 1025,7 (190/150)	1300	83,1	3,601	10,41	180,6	286,5	50,6	712,2	515,1	5,14	3661	6,2	»	—	Schröter, Z. 1902 S. 803	—
	53	Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove, Gent	325,5 (60/0) 560,5 (74/60)	850	126,6	3,587	10,16	179,6	263,9	40,5	701,8	220,3	4,84	3397	6,1	»	Mäntel und Deckel geheizt	Schröter, Z. 1903 S. 1281	Dampfverbrauch durch Kondensatmessung bestimmt
	54	Ventilmaschine der Linoleumwerke Hansa, Delmenhorst	500 750	1000	79,2	2,64	(7,75)	173,2	278,9	50,7	710,0	207,5	4,7	3337	—	»	—	Doerfel	—

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Zahl der Zylinder (Expansionsgrad)	Nummer	Bezeichnung der Maschine	Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	Hub mm	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit m/sk	Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs.	Sättigungstemperatur °C	Dampftemperatur vor der Maschine °C	Ueberhitzungswärme von 1 kg Dampf WE	Gesamtwärme von 1 kg Dampf WE	indizierte Leistung PS	Speisewasserverbrauch für 1 PSi-st kg	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Wärmeersparnis gegenüber Sattdampf vH	Auspuff oder Kondensation	Mantelheizung	Versuchsleiter und Quelle	Bemerkungen
Drei- und Vierzylindermaschinen (dreifache Expansion)	55	liegende Ventilmaschine von Gebr. Sulzer	525 (150/150) 800 (150/0) 1200 (150/150)	1350	64,6	2,907	6,62	161,8	255,6	45,0	700,9	311,5	5,20	3646	—	Kond.	—	Bull. Mulhouse 1893 S. 128	—
	56	Corliss-Maschine der Spinnerei und Weberei E. Vaucher & Co., Mülhausen	560 800 1150	1370	70,4	3,238	(12,40)	188,4	274,2	41,2	705,2	816,1	4,90	3455	8,5	»	Mäntel geheizt	Meunier, Z. 1898 S. 130	Wärmeverbrauch abzüglich Mantelwasser einschl. Rohrleitungswasser
	57	Ventil-Corliss-maschine der Kammgarnspinnerei J. Schmieger, Zwodau i/B.	600 (90/110) 950 (90/110) 1320 (90/110)	900	83,0	2,49	10,75	182,0	267	40,8	702,9	663	4,8	3374	—	»	Mantel am H.-D.-Zyl. geheizt	Doerfel, Z. 1899 S. 1560	—
	58	liegende Ventilmaschine der Maschinenfabrik Augsburg	282 (75/85) 450,7 (85/0) 701,3 (85/85)	1000	70,3	2,34	11,0	183,1	260,0	36,9	699,3	198	4,71	3294	11,7	»	—	Schröter, Z. 1896 S. 254	—
	59	stehende Ventilmaschine der Berliner Elektrizitäts-Werke	865,2 (150/0) 1250,0 (150/0) {1550,1 / 1550,1} (150/200)	1300	82,4	3,543	13,95	193,8	277	39,9	705,5	2889,4	4,61	3250	7,3	»	ohne Mantel am H.-D.-Zyl.	Z. 1900 S. 606	Krafthaus Luisenstraße
	60	liegende Ventilmaschine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin	500,1 (135/120) 779,8 (120/135) 1300,0 (135/135)	1200	107,4	4,296	13,67	192,9	254,5	29,6	694,9	1136	4,64	3223	--	»	Mäntel geheizt	A. E. G. Berlin	—

Bei diesen Zahlen ist entsprechend den vorausgeschickten Bemerkungen festzuhalten, daß die Werte für Einzylinderbetrieb noch nicht als ganz zuverlässig zu betrachten sind, diejenigen für Zwei- und Dreizylinderbetrieb bei **sehr guten** Maschinen noch unterschritten werden. Als Wärmeersparnis ergeben sich unter der Annahme von Proportionalität zwischen Temperatur und Wärmeverbrauch **für einen Temperaturunterschied von 50° C** aus Fig. 4 etwa die folgenden Zahlen:

Einzylinder-Auspuff	8	vH
Einzylinder-Kondensation . .	7	»
Zweizylinder-Kondensation . .	6,5	»
Dreizylinder-Kondensation . .	6,0	»

Diese Zahlenwerte dürften sehr annähernd die tatsächliche Ueberlegenheit guter Heißdampfmaschinen über gute Sattdampfmaschinen darstellen. Sie geben deshalb dasjenige Mindestmaß der Ersparnis, auf das man sozusagen unter allen Umständen rechnen darf. An Maschinen von mittlerer Beschaffenheit können natürlich wesentlich größere Ersparnisse erzielt werden, die im einzelnen Falle die gegebenen Grenzzahlen um so mehr übertreffen, je höher der Wärmeverbrauch der Maschine über den obigen Grenzwerten liegt. In den Zahlentafeln 6 bis 9 sind überall, wo Vergleichsversuche vorliegen, die gefundenen Wärmeersparniszahlen gegenüber Sattdampf angegeben. Bei kleinen, wenig wirtschaftlichen Auspuffmaschinen beträgt die Erparnis beinahe 50 vH mehr als die angegebene Grenzzahl, selbst wenn von den bekannten **Ripper**schen Versuchen abgesehen wird, bei denen Fehler durch verschiedene Undichtheitsverluste sehr wahrscheinlich sind. Dagegen zeigen sehr gute Maschinen, wie die schon erwähnte Tandemmaschine von Van den Kerchove oder die Dreizylindermaschine der Berliner Elektrizitäts-Werke (Krafthaus Oberspree), schon sehr annähernd die ihrer Bauart entsprechenden Grenzzahlen; die erstere sogar etwas geringere Werte, was eben wieder darauf hinweist, daß bei sehr guten Maschinen der absolute wirtschaftliche Wert der Dampfüberhitzung eher noch etwas kleiner ist, als aus den gegebenen Ersparniszahlen folgen würde.

Gleichfalls um die Abhängigkeit der Wärmeersparnis vom Wärmeverbrauch für gesättigten Dampf zu zeigen, sind in Zahlentafel 10 die Ersparniszahlen von 5 Zweizylindermaschinen zusammengestellt, deren Wärmeverbrauch ohne Ueberhitzung zwischen rd. 4500 und 3600 WE schwankt. Für diese Grenzen ergaben sich bei etwa gleicher Dampftemperatur in der Höhe von 250° C Ersparnisziffern zwischen 15,5 und 6,1 vH. In Fig. 5 ist dieses Ergebnis noch graphisch zum Ausdruck gebracht worden, wobei die einzelnen Versuche wie in Zahlentafel 10 mit den Nummern 1 bis 5 bezeichnet sind. Man erkennt, daß die Ersparnis nicht etwa proportional mit dem Wärmeverbrauch abnimmt, sondern, wie zu

Zahlentafel 9. Versuche an Maschinen mit Dampfüberhitzung über 300° C.

1 Zahl der Zylinder (Expansionsgrad)	2 Nummer	3 Bezeichnung der Maschine	4 Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	5 Hub mm	6 Uml./min	7 Kolbengeschwindigkeit m/sk	8 Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs.	9 Sättigungstemperatur °C	10 Dampftemperatur vor der Maschine °C	11 Ueberhitzungswärme von 1 kg Dampf WE	12 Gesamtwärme von 1 kg Dampf WE	13 indizierte Leistung PS	14 Speisewasserverbrauch für 1 PSi-st kg	15 Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	16 Wärmeersparnis gegenüber Sattdampf WE	17 Auspuff oder Kondensation	18 Mantelheizung	19 Versuchsleiter und Quelle	20 Bemerkungen
Einzylindermaschinen (einfache Expansion)	61	Zwilling-Schmidt-Motor	{180 180	300	173,5	1,735	7,17	164,9	358	90,3	747,1	16,8	8,54	6379	44,7	Ausp.	ohne Mantel	Ripper, Z. 1897 S. 1407	—
	62	Kolbenschiebermaschine der Prager Maschinenbau-A.-G.	320 (50/0)	350	120	1,400	9,56	177	313	65,3	725,8	95,8	8,47	6147	—	»	»	Doerfel, Z. 1899 S. 656	—
	63	Maschine des elektrischen Krafthauses Pfullendorf	300	500	142,5	2,375	(8,74)	173,2	309	65,2	724,5	48,9	7,9	5720	—	»	—	Arnold	Wärmeverbrauch einschließlich Rohrleitung
	64	Maschine des elektrischen Krafthauses Hamburg	325	600	130	2,600	8,52	172,1	348	82,0	741,0	88,0	7,66	5676	—	»	—	Kittler	—
	65	Zwilling-Schmidt-Motor	{180 180	300	180,4	1,804	9,21	175,4	357	87,2	747,2	20,1	7,57	5656	50,1	»	ohne Mantel	Ripper, Z. 1897 S. 1407	—
	66	Ventilmaschine von Gebr. Sulzer, Winterthur	240,5	750	95	2,375	10,0	178,9	340	77,3	738,4	53,2	7,43	5486	34,8	»	»	Gebr. Sulzer	—
	67	Zwilling-Schmidt-Motor der Paulinusdruckerei in Trier	{180 180	300	203,8	2,038	9,8	178,0	352,6	83,8	744,4	22,7	6,73	5015	—	»	»	Pfälz. Dampfk.-Rev.-Ver.	—
	68	Ventilmaschine von Gebr. Sulzer, Winterthur	240,5	750	95	2,375	10,0	178,9	345	79,7	740,8	53,2	6,52	4830	31,3	Kond.	»	Gebr. Sulzer	—
Zweizylindermaschinen (zweifache Expansion)	69	Verbundmaschine der Kunstmühle Mencke, Parchim	400 650	800	69	1,84	(8,1)	170,0	314	69,1	727,4	105,1	5,48	3986	—	Kond.	—	Dinglersche Maschinenfabrik	—
	70	Kolbenschieber-Lokomobile des Elektrizitätswerkes Forchheim	240 (50/0)	480	168,6	2,698	12,2	187,7	340	73,1	736,8	152,2	5,24	3861	—	»	—	Bayer. Rev.-V., Z. Bayer. Rev.-V. 1902 S. 41	Zylinder liegen im Dampfdom
	71		450 (50/0)		171,4	2,742	12,1	187,3	325	66,1	729,7	118,4	5,27	3846	—	»	—		
	72	stehende Tandemmaschine des Elektrizitätswerks Plauen bei Dresden	482,6 (105/0) 770,7 (120/105)	550	151,9	2,790	8,46	171,8	308,7	65,7	724,6	307,8	5,31	3848	—	»	ohne Mantel am H.-Zyl.	E. Lewicki, Z. 1903 S. 1086	—
	73	stehende Schiebermaschine des elektrischen Krafthauses Alessandria (Oberitalien)	355 (70/0) 600 (70/0)	450	174,5	2,610	10,7	181,8	349	80,2	742,2	180,2	5,14	3815	—	»	—	Maschinenfabrik J. E. Christoph, Niesky	—
	74	liegende Ventilmaschine der Maschinenfabrik J. E. Christoph, Niesky	400 (85/0) 660 (85/72)	700	124	2,891	9,85	178,2	310,8	63,6	724,5	239,6	5,15	3781	—	»	—	Westphal, Z. 1903 S. 1887	—
	75	Kolbenschieber-Lokomobile von R. Wolf, Magdeburg	240,1 (50/0) 450,8 (50/0)	480	179,9	2,878	(13,0)	190,6	329,6	66,7	730,9	118,5	4,85	3545	—	»	—	Lewicki, Z. 1901 S. 1066	Zylinder liegen im Dampfdom
	76	Schiebermaschine von Schöller jr., Burg Gretesch	{270 270 500	450	159,8	2,73	12,28	188,0	330	68,2	732,7	111,7	4,805	3517	—	»	ohne Mantelheizung	Gutermuth, Z. 1896 S. 1890	Hochdruckzwilling mit um 90° versetztem Niederdruckzylinder
	77	liegende Ventilmaschine der Papierfabrik F. Erfurt, Straupitz	300 (75/0) 490 (80/75)	700	119,8	2,791	10,35	180,4	339	76,1	737,7	147,75	4,63	3415	—	»	—	Minßen	—
	78	Schiebermaschine der Kruppschen Gußstahlfabrik Annen	{220 220 350	400	175	2,327	11,8	186,2	357	81,9	745,2	69,7	4,33	3280	—	»	—	Z. 1896 S. 1390	Verbund-Schmidt-Motor
	79	Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove, Gent	325,5 (60/0)	850	126,6	3,587	10,31	180,2	303,1	59,0	720,5	219,75	4,45	3206	11,4	»	Mäntel und Deckel geheizt	Schröter, Z. 1903 S. 1281	Dampfverbrauch durch Kondensatmessung bestimmt
	80		560,5 (74/60)		126,9	3,595	10,28	180,1	352,8	82,9	744,3	214,7	4,03	3000	17,1	»			

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Zahl der Zylinder (Expansionsgrad)	Nummer	Bezeichnung der Maschine	Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	Hub mm	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit m/sk	Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs.	Sättigungstemperatur °C	Dampftemperatur vor der Maschine °C	Ueberhitzungswärme von 1 kg Dampf WE	Gesamtwärme von 1 kg Dampf WE	Indizierte Leistung PS	Speisewasserverbrauch für 1 PS_i-st kg	Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st WE	Wärmeersparnis gegenüber Sattdampf WE	Auspuff oder Kondensation	Mantelheizung	Versuchsleiter und Quelle	Bemerkungen
Zweizylindermaschinen (Bauart W. Schmidt) (dreifache Expansion)	81	liegende Maschine der Papierfabrik von Schleipen & Erkens, Jülich	450 900	1000	91	3,033	11,8	186,2	328	70,0	732,1	204	4,87	3565	—	Kond.	—	Aachener Dampfk.-Rev.-V.	—
	82	stehende Maschine der Maschinenbau-A.-G. Beck & Henkel, Kassel	311	500	116,3	1,938	12,8	189,8	318	61,5	726,3	72,4	4,87	3537	—	»	—	Schröter, Z. 1895 S. 5	—
	83		690		117,3	1,955	12,9	190,2	344	73,8	739,4	76,4	4,55	3364	—	»	—		
	84	liegende Maschine der Metallwarenfabrik Geißlingen	450 901	800	108,3	2,888	9,93	178,6	346	82,5	742,1	211,8	4,48	3315	—	»	—	Metallwarenfabrik Geißlingen	—
	85	liegende Maschine des Eiswerkes Nürnberg der Ges. für Lindes Eismaschinen	360	800	81,1	2,16	12,21	187,7	330,1	68,35	732,1	105,0	4,54	3324	—	»	—	Bayer. Dampfk.-Rev.-V.	—
	86		750		81,7	2,176	12,51	188,8	349,7	77,2	741,3	108,1	4,25	3151	—	»	—		
	87	liegende Maschine der Tonwarenfabrik Schlimp, Schattau	380 800	800	96,2	2,568	10,65	177,4	334	75,2	737,1	162	4,45	3275	—	»	—	Z. 1899 S. 1562	—
	88	liegende Maschine von C. A. Preibisch, Dittersbach	420 880	900	97,9	2,937	10,95	182,8	328,7	70,0	732,3	899,4	4,35	3189	—	»	—	Z. Dampfk.-Vers.-Ges.	—
	89	liegende Maschine des Eisenhüttenwerkes Thale a/Harz	459,7 950,9 (110)	1000	76,75	2,558	(12,10)	187,3	351,6	78,9	742,3	257,6	4,08	3026	—	»	—	Lewicki	—
Drei- und Vierzylindermaschinen (dreifache Expansion)	90	stehende Ventilmaschine der Berliner Elektrizitätswerke	865,2 $\left(\frac{150}{0}\right)$ 1250,0 $\left(\frac{150}{0}\right)$ 1550,1 / 1550,1 $\left(\frac{150}{200}\right)$	1300	82,9	3,589	13,75	193,2	305,5	53,9	719,3	2940,5	4,316	3105	11,3	Kond.	ohne Mantel am H.-Zyl.	Z. 1900 S. 606	Krafthaus Luisenstraße
	91	liegende Ventilmaschine der Berliner Elektrizitätswerke	820 $\left(\frac{180}{0}\right)$ 1200 $\left(\frac{180}{0}\right)$ 1475 / 1475 $\left(\frac{220}{180}\right)$	1500	81,9	4,095	13,96	193,9	319,2	60,1	725,7	2925,6	4,11	2982	12,6	»	»	Berliner Elektrizitätswerke	Krafthaus Moabit
	92		823 $\left(\frac{220}{0}\right)$ 1253,3 $\left(\frac{220}{0}\right)$ 1477 / 1477 $\left(\frac{220}{220}\right)$	1500	83,5	4,175	13,3	191,6	314,4	58,9	723,8	2550,9	4,05	2932	15,3	»	»	Z. 1902 S. 187	Krafthaus Oberspree

erwarten, immer langsamer, so daß schließlich ein Grenzwert erreicht wird, auf den man selbst bei den besten Maschinen mit Bestimmtheit rechnen darf.

Ob es gelingen dürfte, von diesem allgemeinen Standpunkt aus unter Vernachlässigung der Einzelwirkungen zuverlässige Anhaltspunkte für die Vorausbestimmung der Wärmeersparnis zu gewinnen, ist bei dem augenblicklich noch zu mangelhaften Versuchstoffe nicht zu sagen. Der hier vorhandene Mangel hat sich häufig, namentlich wenn bei nachträglicher Anwendung der Dampfüberhitzung Zusicherungen über die Ersparnis gegeben werden sollen, unangenehm fühlbar gemacht. Es sind deshalb auch Vorschläge zu seiner Beseitigung gemacht worden. Beispielsweise hat **Strahl** in Z. 1904 S. 19 auf Grund von Versuchen an Lokomotiven die folgende Beziehung aufgestellt:

$$G v = G' v' \qquad (3).$$

Hierbei bedeutet

G den Dampfverbrauch für 1 PS_i-st bei gesättigtem Dampf,

G' den Dampfverbrauch für 1 PS_i-st bei überhitztem Dampf,

v das spezifische Volumen des gesättigten Dampfes,

v' » » » » überhitzten ».

Die Dampfersparnis ergibt sich damit einfach zu

$$\left(1 - \frac{v}{v'}\right) 100 \qquad (4);$$

sie würde also genau der Volumenvergrößerung entsprechen. Das besagt soviel als: sie ist von der Beschaffenheit der Maschine gar nicht und nur von der Dampftemperatur abhängig. Diese Annahme widerspricht aber so sehr allen praktischen Erfahrungen, daß von einer allgemeinen Gültigkeit der Gesetzmäßigkeit (3) nicht die Rede sein kann. Strahl hat wohl für je zwei Vergleichsversuche an einer Zwillings- und einer Verbundlokomotive, und zwar bei mäßiger Ueberhitzung, das Zutreffen von Gl. (3) nachgewiesen. Es lassen sich auch für ortfeste Maschinen sicher Beispiele genug finden, wo die Dampfersparnis gerade der Volumenvergrößerung durch die Ueberhitzung entspricht; es liegen aber mindestens

Zahlentafel 10.

Abhängigkeit der Wärmeersparnis vom Wärmeverbrauch für gesättigten Dampf,

nach Versuchen an Zweizylindermaschinen bei etwa 250° C.

1	2	3	4	5	6	7
Versuch Nr.	Wärmeverbrauch beim Betrieb mit gesättigtem Dampf WE	Leistung bei überhitztem Dampf PS_i	Dampftemperatur beim Betrieb mit überhitztem Dampf °C	Wärmeverbrauch beim Betrieb mit überhitztem Dampf WE	Wärmeersparnis vH	Versuchsleiter
1	**4501**	728,6	258,5	3803	**15,5**	Meunier
2	**4411**	588,6	218	3799	**14,5**	Bayer. Dampfk.-Rev.-Ver.
3	**4217**	1071,0	257	3719	**11,8**	Kinbach
4	**4147**	330,7	257	3731	**10,0**	Doerfel
5	**3618**	220,2	263,9	3397	**6,1**	Schröter

ebensoviel Versuche vor, bei denen Gl. (3) nicht annähernd zutrifft. Angeführt seien nur die beiden folgenden Versuchsreihen.

1) Versuche von Schröter, Z. 1903 S. 1284:

Dampftemperatur in °C	gesättigt	204,3	233,6	263,9	303,1	352,8
Dampfverbrauch für 1 PS_i-st in kg	5,47	5,25	4,99	4,84	4,45	4,03
Dampfersparnis vH	—	4,0	8,8	11,5	18,7	26,4
Gv bezw. $G'v'$ . .	1,056	1,066	1,103	1,137	1,121	1,076
Volumvergrößerung vH . . .	—	4,9	12,7	17,9	23,4	27,7

2) Versuche der Maschinenfabrik Gebr. Sulzer in Winterthur:

Dampftemperatur in °C . . .	gesättigt	260	340
Dampfverbrauch für 1 PS_i-st in kg	12,73	8,87	7,43
Dampfersparnis vH	—	30,3	41,6
Gv bezw. $G'v'$	2,503	2,111	2,066
Volumenvergrößerung vH . .	—	17,2	29,1

In beiden Fällen ist die Gleichung $Gv = G'v'$ zum Teil recht ungenügend befriedigt. Auch ist deutlich zu erkennen, daß schon bei kleinen Fehlern der Unterschied zwischen Dampfersparnis und Volumvergrößerung recht beträchtlich werden kann. Die ersten Versuche rühren von einer sehr guten Maschine her; hierbei ist die Dampfersparnis kleiner als die Volumvergrößerung. Umgekehrt kann bei kleinen wenig wirtschaftlichen Maschinen, wie im zweiten Fall, wo es sich um eine Auspuffmaschine handelt, die tatsächliche

Fig. 5.

Abhängigkeit der Wärmeersparnis vom Wärmeverbrauch für gesättigten Dampf, nach Versuchen an Zweizylindermaschinen bei etwa 250° C. (vergl. Zahlentafel 10)

Wärmeersparnis durch Dampfüberhitzung auf etwa 250 °C (vH)
Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st bei gesättigtem Dampf (WE)

Dampfersparnis erheblich größer sein als die Volumvergrößerung. Die vollkommene Uebereinstimmung beider Größen nach Gl. (3) ist deshalb stets rein zufällig; ein allgemein gültiges Gesetz liegt hier nicht vor. Es ist deshalb auch noch nicht sicher, ob die von Strahl für zwei bestimmte Lokomotiven bis zu Temperaturen von rd. 250° C nachgewiesene Uebereinstimmung auch für höhere Temperaturen und bei andern Zylinderabmessungen ausreichend zutrifft.

Mit der allgemeineren Einführung der Dampfüberhitzung sinkt natürlich das Bedürfnis nach der Kenntnis und Vorausbestimmung der Dampf- oder Wärmeersparnis in jedem einzelnen Falle. Man urteilt dann nur noch nach den absoluten Verbrauchzahlen bei überhitztem Dampf. Bei gesättigtem Dampf war es bei dem verhältnismäßig geringen Einfluß aller übrigen gleichzeitig wirkenden Umstände leicht, aus dem Dampfverbrauch die wirtschaftliche Leistung der Maschine zu begutachten. Bei überhitztem Dampf wird die Beurteilung durch das Hinzukommen der Temperatur mit ihrem großen Einfluß auf die Wärmeausnutzung wesentlich erschwert, namentlich auch, weil man noch nicht gewöhnt ist, mit Wärmeverbrauchzahlen ebenso gut umzugehen wie mit Dampfverbrauchzahlen. In dieser Beziehung bietet die Versuchszusammenstellung in Fig. 4 ein einfaches Hülfsmittel. Durch Eintragen der Wärmeverbrauchzahl irgend einer Maschine erlangt man rasch und einfach ein Urteil darüber, ob diese als gute Maschine ihrer Gattung gelten kann oder nicht.

(Fortsetzung folgt.)

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 1086)

20) $^3/_4$-gekuppelte Güterzuglokomotive der St. Louis Southwestern R. R. (Cotton Belt).

Diese Lokomotive ist von den Rogers Locomotive Works gebaut. Die Hauptabmessungen sind durch Fig. 305 bis 308 gegeben.

Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an, Fig. 309 bis 312. Der Langkessel besteht aus drei Schüssen, die in der üblichen Weise zusammengesetzt sind. Die Feuerbüchse ist schmal, damit sie zwischen den hintersten Treibrädern untergebracht werden kann, ihre Länge ebenfalls gut. Die Rostfläche beträgt nur 2,7 qm. Die Feuerbüchse unterscheidet sich auch sonst von der üblichen Bauart, und zwar dadurch, daß sowohl die äußere Decke als auch die Rückwand nicht abgeschrägt ist, was mit Rücksicht darauf, daß die hinterste Achse als Treibachse eine größere Belastung aufnehmen kann, zulässig war. Dadurch wird das Verhältnis der direkten zur indirekten Heizfläche, das im vorliegenden Fall 1 : 11,6 beträgt, erheblich günstiger, als dies bei den amerikanischen Lokomotiven durchschnittlich der Fall zu sein pflegt.

Die Decke der Feuerbüchse ist, wie Fig. 310 (linke Hälfte) zeigt, durch radial gerichtete Stehbolzen verankert, die be-

Fig. 305 bis 308. 3/4-gekuppelte Güterzuglokomotive

Fig. 305.

Fig. 309 bis 312. Lokomotivkessel.

Fig. 309.

Fig. 312.

weglich aufgehängt sind. Die Längsverankerung der Feuerbüchse ist außergewöhnlich stark; es dienen dazu 26 Anker von 28,6 bezw. 31,8 mm Stärke. Die hintere Rohrwand ist gegen die Stiefelknechtplatte durch 11 Anker von 28,6 mm Stärke abgesteift. Die vordere Rohrwand, die gegen die Mitte des Sattelstückes um 610 mm zurückgesetzt ist, um die Länge der Siederohre nicht unnütz zu vergrößern, ist gegen den Langkessel durch 16 Anker von ebenfalls 28,6 bezw. 31,8 mm Dmr. abgesteift, und zwar durch je 6 Anker gegen den ersten und zweiten Schuß und durch 4 Anker gegen den dritten Schuß.

Der sehr stark eingezogene Aschkasten, Fig. 308, ist durch die hintere Treibachse in zwei Teile geteilt, Fig. 305. Die vordere und die hintere Aschklappe dienen nur zur Entleerung der Asche und können vom Führerstand aus nicht bewegt werden. Die Luft wird dem Rost durch Oeffnungen in den Aschklappen zugeführt, die mit Drahtgeflecht überzogen sind.

Der Barrenrahmen ist aus Schmiedeisen zusammengeschweißt und zweiteilig, um das Sattelstück einbauen zu können. Er zeigt hinter dem Lager der mittleren Treibachse dieselbe Kröpfung nach unten zum Aufsetzen der Feuerbüchse wie der Rahmen der 3/5-gekuppelten Schnellzuglokomotive für die Great Northern R. R. (ebenfalls von den Rogers Locomotive Works gebaut). Schon bei jener Lokomotive (S. 881) war darauf hingewiesen worden, daß diese Kröpfung wiederholt zu Rahmenbrüchen Veranlassung gegeben hat.

Die Querversteifung des Rahmens zeigt nichts Bemerkenswertes.

Der Kessel ist mit dem Rahmen in der üblichen Weise verbunden. Auffallend jedoch ist die Auflagerung der Feuerbüchse. Diese ist mit ihrem vorderen Teil auf den Rahmen durch seitlich befestigte Gleitplatten aufgesetzt, die ebenso wie die dahinter liegenden kleinen Stützen der Ausdehnung des Kessels Rechnung tragen sollen. Dabei ist aber der vordere Teil des Bodenringes fest gegen eine gußeiserne Platte *A* verschraubt, Fig. 308 linke Hälfte, die als Querträger am Rahmen oben und unten durch Schrauben befestigt ist und eine Ausdehnung des Kessels kaum zu-

der St. Louis Southwestern R. R. (Cotton Belt)

Fig. 306.

Fig. 307.

Fig. 308.

lassen kann. Die Rückwand der Feuerkiste ist mit dem Rahmen durch ein Gußstück *B* verbunden, das in taschenförmig ausgebildeten Gleitlagern läuft, Fig. 308, rechte Hälfte, und Fig. 305.

Das Sattelstück nebst Zylindern und Gehäusen für die

Fig. 310.

Fig. 311.

entlasteten Flachschieber bietet nichts Neues.

Die Stephenson-Steuerung ist in allen Teilen verhältnismäßig leicht gehalten, die Schubstange außerhalb der Räder gelagert. Auffallend ist die mangelhafte, schwache Keilverbindung zwischen Schubstange und Schieberführungsstange.

Das Triebwerk ist bei dieser Lokomotive ebenfalls verhältnismäßig leicht, auch die Länge der Schubstangen im richtigen Verhältnis zum Kolbenhub.

Der Radstand und die Verteilung des Gewichtes auf die Achsen sind ebenfalls gut, weil man sich zur schmalen Feuerbüchse entschlossen hat.

Die Tragfedern der beiden hinteren Treibachsen mußten wegen Platzmangels unter den Lagern angebracht werden. Die beiden hinteren Achsen sind durch Ausgleichhebel verbunden, ebenso die Laufachse und die vorderste Treibachse, so daß die Lokomotive in 7 Punkten gelagert ist.

Das Führerhaus ist mäßig geräumig, die Aussicht auf die Strecke unbehindert. Führer- und Heizerstand befinden sich getrennt an den Seiten der Feuerbüchse. Da der Platz hinter dem Kessel auf der Lokomotive sehr beschränkt ist, so mußte für die Befeuerung die nötige Plattform auf dem Tender vorgesehen werden. Die seitlichen Stände sind wegen des Durchmessers der hintersten Treibräder erheblich höher gelegt als die Befeuerungsplattform und mit dieser durch zwei Stufen verbunden.

Die Feuertür ist nach der Webbschen Bauart als Schiebetür ausgeführt. Sie zeigt den bekannten Uebelstand des Klemmens schon in kaltem Zustande, der in Preußen zur Abschaffung dieser Bauart geführt hat.

Die Injektoren sind getrennt auf beiden Seiten des Kessels angeordnet; im übrigen befinden sich alle andern Apparate auf der Führerseite. Der Reglerhebel ist schräg auf der Feuerbüchse gelagert.

21) $^3/_4$-gekuppelte Güterzuglokomotive für die Kiuschiu-Eisenbahn (Japan).

15 Lokomotiven derselben Form und Größe sind von der American Locomotive Co. in ihren Schenectady-Werken für Japan erbaut worden. Die Hauptabmessungen ergeben sich aus den Figuren 313 bis 317. Die Lokomotive zeichnet sich vor den übrigen Ausstellungslokomotiven der Schenectady-Werke durch ihre saubere Ausführung aus.

Die Lokomotive hat 1067 mm Spurweite. Ihre verhältnismäßig kleinen Abmessungen ergeben sich aus der von der Bestellerin geforderten kleinen Treibachsbelastung von 11,83 t. Die Zylinder sind für das Reibungsgewicht reichlich groß, so daß der aus dem Zylinderinhalt errechnete Adhäsionskoeffizient kleiner als 4 ist (vergl. Spalte 7 der Zahlentafel 2, Z. 1904 S. 1691). Da für diese erheblichen Zylinderdurchmesser die Heizfläche nicht besonders groß ist, so ergeben sich für die Verdampfungsziffer wie für die Güteziffer der Heizfläche Werte, die sich den auf unserm Festland üblichen Zahlen sehr nähern.

Der Kessel gehört, wie bei der Mehrzahl der Schenectady-Kessel, der Straight-Type an. Der Langkessel besteht aus zwei Schüssen. Bei dem sehr schmalen Rost und dem verhältnismäßig großen Kesseldurchmesser mußte die Feuerkiste stark eingezogen werden, vergl. Fig. 317, so daß Stehbolzenbrüche in den starken Krümmungen wohl kaum zu vermeiden sind. Der gut durchgebildete Aschkasten ist mit vorderer und hinterer, vom Führerstand aus beweglicher Klappe ausgerüstet, durch welche die Luftzufuhr zum Rost ausschließlich geregelt wird. Seitliche Luftöffnungen waren daher überflüssig.

Die Rauchkammer ist kurz; der Kessel liegt verhältnismäßig tief.

Der zweiteilige Rahmen ist aus Stahlguß hergestellt. Die Querversteifung ist sehr mangelhaft, da kein gemeinsamer Querträger für das obere und das untere Barrenstück vom Sattelstück bis zum Zughakenkasten vorgesehen ist.

Ein Querträger für das obere Barrenstück befindet sich hinter der ersten Treibachse für die Kreuzkopf-Geradführung, ein weiterer oben vor dem Lager der mittleren Treibachse und einer an der Vorderwand der Feuerbüchse. Der untere Teil des Rahmens ist also auf diese ganze Länge überhaupt nicht versteift.

Der Querträger für die Kreuzkopf-Geradführung dient als unmittelbare Kesselstütze und ist mit dem Kessel fest verschraubt. Ebenso ist der letzte Querträger mit der vorderen Feuerbüchswand ohne federndes Zwischenstück oder

Fig. 313 bis 317. 3/4-gekuppelte Güterzuglokomotive für die Kiuschiu-Eisenbahn (Japan).

Fig. 313.

Fig. 317.

Fig. 314. Fig. 315. Fig. 316.

Gleitstück verschraubt; der Kesselausdehnung wird also keine Rechnung getragen.

Die Steuerung mit außenliegender Schubstange sowie das Triebwerk sind leicht.

Der Radstand und die Verteilung des Gewichtes auf die Achsen sind gut. Die Räder werden einseitig gebremst.

Das Führerhaus ist geräumig, die Apparate übersichtlich angeordnet. Unbedingt zu tadeln ist dagegen die Einrichtung der Wasserstandzeiger, die durchaus unzulänglich ist. Auf diesen so wichtigen Punkt wird von den amerikanischen Lokomotivbauanstalten noch lange nicht genügend Wert gelegt. Das Wasserstandglas läßt den Wasserstand deshalb nicht mit Sicherheit erkennen, weil es zum Schutz des Personals von einem Blechmantel umgeben ist, der auf beiden Seiten nur einen schmalen Schlitz läßt. Die Probierhähne dagegen lassen den Wasserstand überhaupt nicht erkennen, da ihr Ausflußquerschnitt zu klein ist und außerdem ihre Mündung zu tief in den Ablauftrichter eingeführt ist.

Der Hebel der Handbremse auf dem Tender liegt so hoch, daß der Heizer seine Kraft gar nicht voll ausnutzen kann. Daß der wagerechte Griff wegen des vorspringenden Absperrventiles für das Wasserverbindungsrohr zwischen Lokomotive und Tender überhaupt nicht bewegt werden kann, ist ein Fehler, der dem Konstruktionsbureau, noch mehr aber der Montageabteilung vorzuwerfen ist und nicht hätte durchgehen dürfen.

(Fortsetzung folgt.)

Die Wahl der Exzenter bei Doppelschiebersteuerungen.

Von Professor W. Pickersgill in Stuttgart.

Exzentrizität ϱ_g und Voreilwinkel δ_g für das Grundschieberexzenter werden in bekannter Weise unter Zugrundelegung des in Aussicht genommenen Spannungsdiagrammes bestimmt; am zweckmäßigsten bedient man sich dazu des Müller-Reuleauxschen Schieberdiagrammes.

Durch die Wahl von Exzentrizität und Voreilwinkel für das Grundschieberexzenter werden drei Punkte im Spannungsdiagramm festgelegt: der Beginn der Voreinströmung, der Vorausströmung und der Kompression. Es verbleibt für den Expansionsschieber lediglich die Aufgabe, den Eintritt rechtzeitig abzusperren, wobei als eine selbstverständliche Voraussetzung anzusehen ist, daß bei allen Füllungsgraden die Voreinströmung durch den Grundschieber uneingeschränkt stattfinden kann, und daß der Expansionsschieber den Durchgangskanal nicht eher wieder öffnet, als bis der Grundschieber den Schieberspiegelkanal geschlossen hat.

Ueber die Wahl von Exzentrizität und Voreilwinkel für den Expansionsschieber werden in der Literatur unbestimmte und willkürliche Angaben gemacht. Es wird als anstrebenswert bezeichnet, die Exzentrizitäten von Grund- und Expansionsschieber gleich groß zu nehmen, um gleiche Exzenter zu erhalten. Bei den geringen Größenunterschieden beider Exzentrizitäten und in Ansehung des Umstandes, daß diese Unterschiede eine Verschiedenheit in der Ausführung der Exzenterbügel und Exzenterstangen im allgemeinen nicht bedingen, braucht diese Regel aber nicht streng eingehalten zu werden. Die in verschiedenen Handbüchern bis in die neueste Zeit gemachten Angaben über die Wahl des Voreilwinkels für das Expansionsexzenter sind willkürlicher Art und entbehren meist jeglicher Begründung. Als »üblich« wird die Größe von 65° bezeichnet, ebenso 60 bis 90° und 85 bis 115°.

Diese Erscheinung ist um so befremdlicher, als bereits vor mehreren Jahrzehnten auf den Weg zur Ermittlung der passenden Größe von δ_e hingewiesen worden ist und in neueren Werken über Dampfmaschinensteuerungen diese Frage Gegenstand einer mehr oder weniger eingehenden Erörterung bildet.

Im nachstehenden soll die Frage nach der passenden Größe von δ_e und ϱ_e nur insoweit einer Lösung zugeführt werden, als es auf einen präzisen Schluß der Einströmung unter Vermeidung unnötiger Drosselung ankommt, ohne in eine Betrachtung darüber einzutreten, in welchem Verhältnis der durch Verringerung der Drosselung während des Abschlusses erzielte Arbeitsgewinn zu einem etwaigen Mehr an Schieberreibungsarbeit steht, das durch Vergrößerung von Schieberlänge und Schieberweg entstehen kann.

Meines Wissens war es ein Verdienst von A. Hollenberg, zuerst auf den Weg zur richtigen Lösung dieser Aufgabe hingewiesen zu haben. In dieser Zeitschrift 1880 S. 514 u. f. hat er die Frage an Hand des Falkenbergschen Sinoidendiagrammes behandelt, das von älteren Konstrukteuren aus diesem Grund als das Hollenbergsche Diagramm bezeichnet wird.

Hollenberg hat darauf aufmerksam gemacht, daß sich das Expansionsexzenter in dem Augenblick, wo der Durchgangskanal durch den Expansionsschieber abgeschlossen wird, in seiner Mittellage befinden muß, da der Expansionsschieber in dieser Lage seine größte absolute Geschwindigkeit erreicht.

Abgesehen davon, daß Hollenberg die Frage nach dem günstigsten Voreilwinkel für den Expansionsschieber nicht allgemein gelöst und insbesondre den Weg zur Ermittlung seiner Größe beim Entwerfen von Doppelschiebersteuerungen nicht angegeben hat, hat er auch übersehen, daß es nicht auf die absolute Bewegung des Expansionsschiebers ankommt, sondern auf seine relative Bewegung gegenüber dem bewegten Grundschieber.

Man hat demnach nicht mit der absoluten, sondern mit der relativen Geschwindigkeit des Expansionsschiebers zu rechnen und die Steuerungsverhältnisse so zu wählen, daß im Augenblicke des Abschlusses des Durchgangskanales durch den Expansionsschieber nicht das Expansionsexzenter, sondern das sogenannte Relativexzenter in seiner Mittellage steht.

Nach dieser Richtung hin hat A. Seemann diese Frage in seiner sehr empfehlenswerten, im Jahre 1881 bei Ackermann in München erschienenen Schrift »Die Müllerschen Schieberdiagramme in Anwendung auf die Steuerungen der Betriebsdampfmaschinen« (S. 49 und 50) richtig behandelt. Er bezeichnet es als anstrebenswert, die Dauer der ganzen Abschlußperiode mit der Zeitdauer der größten Werte der Geschwindigkeit des Relativschiebers zusammenfallen zu lassen.

In der 15. Auflage der »Hütte« wird auf S. 700 darauf hingewiesen, daß rascher Abschluß durch ein großes Relativexzenter und Relativbewegung der Schieber mit der größten Geschwindigkeit im Augenblick des Abschlusses erhalten werde. Ein Weg zur Ermittlung von δ_e und ϱ_e für Neukonstruktionen wird jedoch nicht angegeben, sondern es wird auf das Verzeichnen der sogenannten Schließungskurve im Schieberdiagramm verwiesen. Eine solche Kurve läßt sich im Müllerschen und im Zeunerschen Schieberdiagramm mühelos verzeichnen.

Diese Kurve gibt jedoch ebensowenig einen vollkommenen Aufschluß über die Richtigkeit der Wahl von Exzentrizität und Voreilwinkel für den Expansionsschieber wie die Schließungskurve, die man beim Verzeichnen der sogenannten relativen Schieberellipse gewinnt.

In der 16. Auflage der »Hütte« ist der in der 15. Auflage eingenommene Standpunkt insofern verlassen, als das Anstreben eines raschen Schlusses des Durchgangskanales im Augenblick der größten relativen Geschwindigkeit des Expansionsschiebers fallen gelassen und der Vorschlag von Seemann aufgenommen ist, wonach die Dauer der ganzen Abschlußperiode mit derjenigen Zeitdauer zusammenfallen soll, während deren sich die relative Geschwindigkeit des Expansionsschiebers dem Größtwerte nähert; und zwar soll dieser Größtwert mitten zwischen den Augenblick des vollendeten Schlusses und den Beginn des Abschließens fallen. An dieser Auffassung ist auch in der letzten Auflage vom Jahre 1902 festgehalten.

Nun erscheint es aber nicht gerechtfertigt, die Periode des gesamten Abschließens des Durchgangskanales mit der Periode der größten Geschwindigkeit der Relativbewegung zusammenfallen zu lassen; vielmehr sind die Steuerungsverhältnisse möglichst so zu wählen, daß sich die Periode des Schließens mit zunehmender Relativgeschwindigkeit des Expansionsschiebers abwickelt, und daß im Augenblick des vollendeten Abschlusses der Expansionsschieber seine größte relative Geschwindigkeit hat. Dadurch wird die kritische Periode, während deren die Dampfdrosselung mit ihren schädlichen Wirkungen stattfindet, nicht unwesentlich abgekürzt.

Eine solche Abkürzung erscheint insbesondre bei den sogenannten Schlitzschiebern nicht unwesentlich und sogar erwünscht, die ja gerade den Zweck anstreben, den Schluß der Eintrittsperiode zur Vermeidung großer Drosselung möglichst schnell zu vollführen. Offenbar ist bei diesen Schiebern die Abkürzung der kritischen Schließzeit erheblich wichtiger als bei den Schiebern mit einem einzigen Durchströmkanal; denn während bei den letzteren die Durchströmwiderstände an einem Paar Kanten von der einfachen Länge (gleich der Kanalbreite) auftreten, geschieht dies bei den Schlitzschiebern an mehreren Paaren, entsprechend einem Paar Kanten von der vielfachen Länge.

Die Bestimmung des günstigsten Voreilwinkels für das Expansionsexzenter beim Entwerfen einer Neukonstruktion läßt sich am einfachsten und anschaulichsten an Hand des Müllerschen Doppelschieberdiagrammes erläutern.

In Fig. 1 sind ϱ_g, δ_g, ϱ_e und δ_e gegebene Größen; sie sind einer übersichtlichen Darstellung vegen so gewählt, daß $\varrho_r = \varrho_g$ ist. Für den Fall, daß der Schluß des Durchströmkanales a_0 bei größter relativer Geschwindigkeit des Expansionsschiebers beabsichtigt ist, muß er nach Zurücklegen des Kurbeldrehwinkels α vollendet sein. Damit ist die Füllung, die als die normale anzusehen ist, vollendet; das betreffende Spannungsdiagramm ist in Fig. 1 ausgezogen gezeichnet. Ist hingegen beabsichtigt, die Dauer der ganzen Abschlußperiode mit der Zeitdauer der größten Geschwindigkeitswerte des Relativschiebers zusammenfallen zu lassen, so findet sich die entsprechende Füllung in dem punktiert gezeichneten Spannungsdiagramm.

Fig. 1.

Zu den relativen Schieberwegen als Abszissen sind die relativen Geschwindigkeitswerte als Ordinaten aufgetragen. Die Verbindung der Endpunkte der letzteren ergibt als Geschwindigkeitskurve eine Ellipse, sofern vom Einfluß der endlichen Länge der beiden Exzenterstangen abgesehen wird. Dies darf aber in den meisten Fällen geschehen, ohne einen merklichen Fehler zu begehen.

Wie ersichtlich, fällt im ersten der beiden betrachteten Fälle der Endpunkt e des Kanalschlusses mit dem höchsten Punkte g der Geschwindigkeitskurve zusammen, während im zweiten Fall b' und e' je um $\frac{a_0}{2}$ rechts und links von g, also von der Schiebermittellage MM, entfernt liegen. Dreht man das Diagrammbild Fig. 1 um $90° + \alpha$ rechts herum, so entsteht Fig. 2, die ein Müller-Reuleauxsches Doppelschieberdiagramm zeigt, wie ein solches zur Bestimmung von δ_g und ϱ_g für den Grundschieber und auf Grund der Figur 1 von δ_e und ϱ_e für den Expansionsschieber ohne weiteres benutzt werden kann.

Man hat dabei nach Festlegung von δ_g und ϱ_g nur nötig, den Kurbelwinkel α für den als normal zu erachtenden Füllungsgrad unter Berücksichtigung der endlichen Länge der Schubstange aufzusuchen. Dann ist $\delta_r = 180° - \alpha$ der Voreilwinkel für das Relativexzenter.

Wird wie auch in Fig. 2 $\varrho_r = \varrho_g$ gewählt, so lassen sich mit δ_g, ϱ_g, δ_r, ϱ_r durch die Parallelogrammkonstruktion δ_e und ϱ_e bestimmen.

Fig. 2.

Erscheint ϱ_e zu groß, so ist ϱ_r entsprechend kleiner zu wählen.

Als Höchstwert für ϱ_e findet man in der Literatur angegeben: $\varrho_e < 1{,}2\,\varrho_g$ bis $1{,}3\,\varrho_g$.

Im wesentlichen wird es darauf ankommen, ob der Grundschieber mit einem einfachen Durchgangskanal versehen werden oder aber als Schlitzschieber zur Ausführung gelangen soll. Im letzteren Falle wird man unter Umständen ϱ_r auch nicht unwesentlich kleiner als ϱ_g machen, damit insbesondre der Grundschieber nicht allzu lang und massig werde.

Fig. 3 zeigt die Anwendung des Zeunerschen Schieberdiagrammes bei der Lösung der gleichen Aufgabe. Hierbei wird wie vorhin der Kurbelwinkel α für den als normal zu

Fig. 3.

Fig. 4.

erachtenden Füllungsgrad bestimmt. Durch Errichten einer Normalen in O auf MM findet sich $\delta_r = 180^0 - \alpha$, durch Herabloten der Punkte der Vorausströmung und der Kompression aus dem Spannungsdiagramm bis zum Kurbelkreis und durch Halbierung des Winkels β findet sich δ_g. Wird nun z. B. $\varrho_r = \varrho_g$ gewählt, dann sind mit den bekannten Werten für δ_e, δ_r, ϱ_g und ϱ_r durch die Parallelogrammkonstruktion δ_e und ϱ_e ohne weiteres zu finden. Von den drei Kreisen ist 1 der relative Schieberkreis, 2 der Grundschieberkreis und 3 ein Kreis, dessen Sehnen von O gemessen die jeweilige relative Geschwindigkeit der Expansionsschieber angeben.

Ein lehrreiches Verfahren zur Prüfung, ob die Steuerungsverhältnisse richtig gewählt sind, läßt Fig. 4 erkennen; ich benutze es seit einer Reihe von Jahren beim Unterricht, und es erscheint mir wohl geeignet, dem Schüler wie dem Studierenden bei den Uebungen jegliche Unsicherheit zu benehmen und ihm die Mittel zu einer selbständigen Beurteilung aller in Frage kommenden Verhältnisse an die Hand zu geben.

Zu diesem Behuf ist in Fig. 4 neben der sogenannten relativen Schieberellipse noch die Geschwindigkeitskurve für die relative Bewegung des Expansionsschiebers verzeichnet. Sie entsteht, indem man zu den Kolbenwegen als Abszissen die zugehörigen relativen Geschwindigkeitsgrößen als Ordinaten aufträgt. Fig. 5 läßt die Konstruktion dieser Kurve für $L = 5r$ und $l = \infty$ erkennen; offenbar liegt dieser Kurve das gleiche

Fig. 5.

Gesetz wie der Kolbengeschwindigkeitskurve zugrunde. Die vier in Fig. 4 getrennt gezeichneten Zweige dieser Kurve gehören einer und derselben, schräg gelagerten Ellipse an. Die beiden oberen Zweige gelten für den Kolbenhingang, die beiden unteren für den Kolbenrückgang. Die Steuerungsverhältnisse sind passend gewählt, sofern man bei der normalen Füllung schnellsten Schluß und kleinste Eintrittsdrosselung anstrebt, wenn die Punkte *e* und *g* auf einer und derselben Senkrechten liegen.

Werden in Fig. 4 zu den Kolbenwegen als Abszissen die zugehörigen Werte der Kolbengeschwindigkeit als Ordinaten aufgetragen, wobei die Länge der Schubstange berücksichtigt werden kann, und wird mit Hülfe dieser Kolbengeschwindigkeitskurve die Kurve der erforderlichen Kanaleröffnungen für eine konstante, etwa 70 m/sk betragende Dampfeinströmgeschwindigkeit verzeichnet, so gibt das Kurvenstück *de* an, in welchem Maße die Einströmquerschnitte während der Drosselperiode abnehmen, dagegen das Kurvenstück *fg*, in welchem Maße die jeweilige relative Schiebergeschwindigkeit zunimmt.

Die Frage nach dem Zeitpunkt und der Raschheit des Wiedereröffnens des Durchgangskanales läßt sich an Hand dieses Diagrammes leicht und anschaulich beantworten.

Durch Eintragen der Geschwindigkeitskurve für den Grundschieber lassen sich alle Fragen nach Vorausströmung, Ausströmung und Kompression in ähnlicher Weise behandeln.

Elektrische Aufzugsteuerung.

Von Ingenieur O. Pollok.

Die Steuerung und die genaue selbsttätige Abstellung von elektrischen Aufzügen mit größerer Fahrgeschwindigkeit und mehreren Haltestellen sowie Zugangstüren bieten angesichts der wechselnden Belastungen des Fahrstuhles und der mit der Steuerung bei jedem Schachtzugang zu verbindenden Sperre manche Schwierigkeiten.

Bei Lastenaufzügen ohne Führer ist die Steuerung gewöhnlich so ausgebildet, daß ein mit der Steuerwelle der Aufzugmaschine verbundenes Seil, welches mit Hülfe von Ablenkrollen an den Steuersperren der Schachttüren vorbeigeführt ist, als Steuerstange für die selbsttätige Stockwerkabstellung durch den Schacht geht. In Fällen, wo nicht sämtliche Schachttüren an einer Seite liegen, sind weitere Ablenkungen des Steuerzuges erforderlich.

Die selbsttätige Abstellung in den einzelnen Stockwerken vollzieht sich hierbei durch Verschieben eines Anschlages im Fahrkorb, der auf einen Nocken der Steuerstange trifft und diese mitnimmt, wodurch die Steuerwelle an der Aufzugwinde in die Mittelstellung gebracht und damit Winde und Fahrstuhl stillgesetzt werden.

Mit der Steuerwelle sind der Umkehranlasser des Elektromotors und die Bremse der Winde verbunden; es sind daher beim Einschalten nicht nur die Reibungswiderstände der oft verwickelten Seilleitung und der Steuerstange zu überwinden, sondern es ist auch die manchmal recht kräftige Stoppbremse zu lüften. Das ergibt einen Arbeitsaufwand, der nur durch einen großen Hub des Steuerseiles geleistet werden kann, da die aufwendbare Kraft durch die Notwendigkeit eines sanften Einschaltens begrenzt ist. Anderseits beeinträchtigt der große Hub des Steuerseiles empfindlich die Genauigkeit der Stockwerkabstellung, da der Einfluß der wechselnden Belastung um so größer ist, je länger der Auslaufweg oder die Zeit vom Beginn der Abstellung bis zum Stillstand des Motors ist. Wegen der durch die Einstellvorrichtungen an den einzelnen Stockwerken gebotenen Verbindung der Steuerung mit dem Fahrstuhl muß der Auslaufweg des Fahrstuhles gleich sein dem Steuerhub, damit die Steuerung beim Stillstand in die Nullage gelangt.

Um dem gekennzeichneten Uebelstande zu begegnen, hat man die Steuerung auf die verschiedensten Arten entlastet, indem man von der rein mechanischen Anordnung überhaupt abgegangen ist und z. B. die Bremse durch Elektromagneten betätigt oder die Steuersperrung auf elektrischem Wege mit Magneten bewirkt hat, oder endlich die Stockwerkabstellvorrichtung selbst elektrisch, mit Hülfe einer magnetischen Steuerkupplung, eingerichtet hat. Damit gelangte man zu den elektrischen Druckknopfsteuerungen, bei denen sich nicht nur die Steuerung, sondern auch die Einschaltung selbst elektrisch vollzieht.

Die Druckknopfsteuerungen eignen sich vorzüglich für Personenaufzüge, insbesondre deshalb, weil die Bedienung des Aufzuges dabei so einfach wird, daß ihn jedermann ohne Führer benutzen kann; Nachteile liegen aber in ihrer Unübersichtlichkeit, Empfindlichkeit, in den hohen Anlagekosten. Diese Nachteile rühren zum größten Teil davon her, daß auf elektrischem Weg eingeschaltet und die Fahrrichtung festgelegt wird.

Behält man dagegen für die letzteren Zwecke das Steuerseil nebst dem Handrad in seiner einfachsten Form bei, so

Fig. 1.

Schematische Anordnung der Aufzugsteuerung.

lassen sich sämtliche andern Arbeitsvorgänge in außerordentlich einfacher Weise auf elektrischem Wege vollziehen.

Die Bedienung des Aufzuges beschränkt sich hierbei allerdings nicht auf das bloße Drücken eines Knopfes, sondern es muß daneben noch ein Zug am Steuerseil nach aufwärts

oder abwärts ausgeübt werden. Dies gewinnt aber nur dort nachteilige Bedeutung, wo jeder Uneingeweihte den Aufzug benutzen darf, was ja, wie bekannt, nur in sehr seltenen Fällen zutrifft.

Bei den nach diesem Grundsatz gebauten Aufzügen können die Stockwerkeinstellung und die Steuersperrung auf elektrischem Wege mittels eines einzigen Elektromagneten erfolgen. Dabei vollzieht sich die Abstellung ebenso genau wie bei Druckknopfsteuerungen, die Steuersperrung bietet dieselbe Sicherheit, und der Steuerzug selbst ist infolge der Entlastung von den beiden genannten Vorrichtungen außerordentlich leicht zu bedienen.

Die Anordnung ist schematisch durch Fig. 1 dargestellt; der ganze Aufzug wird dabei durch einen einzigen Stromkreis beherrscht.

An der Aufzugwinde ist ein kleiner Magnet *M* befestigt, der, wenn er vom Strom durchflossen wird, ein Gewicht *W* anhebt. Das Gewicht *W* steht durch ein Gestänge mit einer sehr fein gezahnten Klauenkupplung *K* in Verbindung und hat das Bestreben, diese geschlossen zu halten. Durch die Kupplung wird das lose auf der Trommelwelle sitzende Rad *R*, das durch Kettenübertragung auf die Steuerwelle einwirkt, fest mit der Trommelwelle verbunden, so daß also bei stromlosem Magnet, d. i. bei eingerückter Kupplung, nicht eingeschaltet werden kann, da man ja nicht imstande ist, mit dem Steuerseil die Trommel zu bewegen.

Im Stromkreise des Kupplungsmagneten *M* befinden sich die Türkontakte *C*, durch die, solange eine Tür geöffnet ist, der Strom unterbrochen und die Steuerung gesperrt wird. Ferner liegt in diesem Stromkreis ein Stockwerkschalter *St*, der in Verbindung mit festen Anschlagleisten *L* im Fahrschachte die selbsttätige Stockwerkabstellung bewirkt.

Fig. 2. Fahrkorb mit Stockwerkschalter.

Der Stockwerkschalter, Fig. 2, ist in ein gußeisernes Gehäuse eingeschlossen und besteht aus einem in Richtung seiner Drehachse verschieblichen doppelarmigen Hebel, der am längeren Arm Kohlenkontakte und am kürzeren, in den Schacht hineinragenden Arm eine Kugel trägt. Die im Schachte befindlichen Leisten haben schiefe Ebenen, auf welche diese Kugel aufläuft, wobei der Strom unterbrochen wird. Das vom Kupplungsmagneten angehobene Gewicht *W* fällt infolgedessen herab, und die jetzt mit der Steuerwelle gekuppelte, in Bewegung befindliche Trommelwelle nimmt die Steuerwelle so lange mit, bis der Anlasser in die Nullage gelangt und die Winde zum Stillstand kommt.

Die Leisten sind im Schachte derartig versetzt, daß jede mit einer entsprechenden Kugelstellung korrespondiert, so daß der Aufzug dort zum Stillstand gelangt, wo sich die der vorher eingestellten Kugel entsprechende Leiste befindet.

Soll der Fahrstuhl zu einem andern Stockwerk gebracht werden, so wird der Schalter *St* so weit verschoben, bis er in die Ebene der Auflaufleiste dieses Stockwerkes gelangt, wobei mit Hülfe einer Feder die erwähnte Kugel wieder hinausgedrückt und der Stromkreis geschlossen wird. Wenn nun außerdem alle Türen geschlossen und ferner die eben-

Fig. 3 und 4. Aufzugwinden.

falls durch Kontakte überwachte Fangvorrichtung sowie die Schlaffseilausrückung in Ordnung sind, so erhält der Magnet an der Winde Strom, und die Steuerung wird freigegeben. Durch kurzen Zug am Steuerseil kann nun der Aufzug in Bewegung gesetzt werden.

Da sich der Stockwerkschalter im Fahrstuhl befindet, entfällt die Gefahr, daß der Aufzug während der Bedienung von irgend einer andern Stelle aus in Bewegung gesetzt werden kann, wie es bei kleineren Aufzügen, die keine Türsteuersperren besitzen, so häufig vorkommt.

In Fig. 3 ist die für diese Steuerung eingerichtete Winde eines Personen- und Lastenaufzuges von 1000 kg Tragkraft und 0,5 m/sk Fahrgeschwindigkeit für die Adler-Fahrradwerke vorm. Heinrich Kleyer in Frankfurt a/M. dargestellt, während Fig. 4 eine kleinere Winde zeigt, die u. a. in der Universitätsbibliothek zu Gießen und im Großh. Museum zu Darmstadt im Betrieb ist. Die Aufzüge sind von der Firma Wiesche & Scharffe gebaut, der elektrische Teil von der Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co., beide in Frankfurt a/M.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 24. März 1905.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 24. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Rump. Schriftführer: Hr. Meyenberg.

Anwesend rd. 50 Mitglieder und Gäste.

Hr. Götze spricht über Reiseeindrücke aus Amerika.

Der Vortragende schildert die Ueberfahrt auf dem Schnelldampfer »Deutschland«, die Ankunft in New York, die Häuser und das Verkehrswesen in den Vereinigten Staaten. Des näheren beschäftigt er sich mit den Kohlenbezirk Pennsylvaniens. Das Fettkohlenlager dieses Bezirks bildet die nördliche Spitze einer etwa dem Zuge der Allegheny-Berge parallel laufenden Ablagerung, die sich nach Süden bis in den Staat Alabama erstreckt. Die Anthrazitfelder liegen im östlichen, mittleren und nördlichen Pennsylvanien. Wie die Förderung im Laufe der Jahre gesteigert worden ist, zeigen folgende Zahlen: 1874 wurden 25 Millionen t Fettkohle und 24 Millionen t Anthrazit, 1903 93 Millionen t Weichkohle und 67 Millionen t Anthrazit in Pennsylvanien gefördert. Die Kohlenpreise haben sich in Amerika jahrzehntelang auf gleicher Höhe gehalten, beim Anthrazit sind sie sogar gefallen. Man kann annehmen, daß alle Kohlen durchschnittlich etwa halb so teuer sind wie in Westfalen, und das bei den teuern Arbeitskräften!

Der Verdienst der Bergleute ist je nach der Arbeiterklasse, der Gegend und der Zeche recht verschieden. Ein Hauer verdient 8,40 bis 16,80 *M* in der achtstündigen Schicht, meistens jedoch 10,5 bis 12 *M*. Der gewöhnliche Arbeiter verdient über Tage 4,20 bis 7,50 *M*, unter Tage 7,50 bis 8,40 *M*; Heizer erhalten 0,95 bis 1 *M* für die Stunde. Hört man nun, daß die Preise der Wohnungen und Lebensmittel für die Zechenarbeiter durchaus nicht höher, sondern zum Teil geringer als bei uns sind, so möchte man leicht glauben, daß der amerikanische Bergmann erheblich besser gestellt sei als der westfälische. Dem ist aber nicht so. Abgesehen davon, daß für Unfall, Krankheit, Invalidität und Alter sowie für die Wohlfahrt von dem amerikanischen Arbeitgeber nichts getan wird, ist die Zahl der Arbeitstage im Jahr und dementsprechend der Jahresverdienst geringer. Auf einigen Gruben, allerdings nur auf wenigen, wird an 280 bis 300 Tagen gearbeitet, auf andern Zechen nur an 140 bis 200 Tagen. Das rührt von dem teilweise sehr großen Wagenmangel her. Wenn Eisenbahnwagen fehlen, bleiben die Kohlen in den Förderwagen liegen, und die Arbeiter feiern.

Trotzdem kommt auf jeden Bergarbeiter in Pennsylvanien eine Leistung von etwa 66 10 t-Wagen im Jahr, während in Westfalen die geförderte Kohlenmenge für den Mann und das Jahr nur 24 Wagen ausmacht. Die größere Leistung des amerikanischen Bergmannes trotz der kürzeren Arbeitzeit beruht aber kaum auf höherer Intelligenz oder größerer körperlicher Leistungsfähigkeit, sondern auf den ausnehmend günstigen Lagerverhältnissen der Kohle. Im nördlichen Teil des Anthrazitfeldes liegt die Kohle so hoch, daß sie durch Tagebau gewonnen wird. Weiter südlich sind die Verhältnisse nicht so günstig, die Teufen bleiben aber auf 500 m beschränkt. Immerhin treten jedoch hier Faltungen des Gebirges und Störungen auf, welche die Gewinnung etwas schwieriger gestalten. Die Lager werden durch tonnlägige oder durch Seigerschächte aufgeschlossen. Es sind 15 abbauwürdige Flöze bis zu 21 m Dicke vorhanden. Zuweilen kommen die Flöze zusammen, und dann sieht man, wie bei Hazleton, die Kohlen 30 m mächtig anstehen.

Im Weichkohlenbezirk sind die Lagerverhältnisse fast noch günstiger. Hier liegt die Kohle in gleichmäßiger und reiner Beschaffenheit flach. Es wird nur ein Flöz abgebaut, und zwar wieder durch Stollenbau aufgeschlossen. Flaches Einfallen herrscht vor, so daß man vielfach die gewonnenen Kohlen mit Hülfe von Lokomotiven in einem Zuge aus den Abbauen bis auf die Verladebühnen schaffen kann. Die Flözstärke beträgt 1,2 bis 1,9 m. Die Verhältnisse liegen also für die maschinelle Gewinnung sehr günstig, und rd. $^1/_3$ der ganzen Förderung wird dementsprechend mit Schrämmaschinen gewonnen, während das Maschinenschrämen in den Anthrazitgruben nach wenigen Versuchen aufgegeben worden ist, weil sich zu viel Staub bildete.

Die Strecken und Schächte werden mit Rücksicht auf die schweren Grubenwagen reichlich bemessen und verlangen wenig Zimmerung. Im Fettkohlenbezirk fassen die Grubenwagen 1 bis 2 t, in den Anthrazitgruben 2 bis 3 t Nutzlast, also das 2- bis 6fache der bei uns üblichen Wagen. In den Gruben mit flachem Einfallen dienen Maultiere, Druckluft- und elektrische Lokomotiven zur Förderung, im Anthrazitbezirk sogar Dampflokomotiven in ausgedehntem Maße.

Die Aufbereitung der Fettkohle ist äußerst einfach. Durch Stangenroste oder Siebe werden gewöhnlich 5 Sorten gesondert. Kohlenwäschen kommen kaum vor. Selbst die Kokskohle, die in vorzüglicher Beschaffenheit namentlich aus dem Connellsville-Bezirk kommt, geht ungewaschen in die Koksöfen. Diese sind überwiegend nach dem alten Bienenkorbsystem angelegt, also ohne Gewinnung der Nebenerzeugnisse. Das Ausbringen beträgt hierbei 60 bis 66 vH, die Garungszeit 48 bis 72 Stunden. Oefen mit Gewinnung der Nebenerzeugnisse kommen langsam aber stetig in Aufnahme.

Die Anthrazitkohle wird äußerst sorgfältig aufbereitet, da die Ansprüche sehr weit gehen. Es werden etwa 13 Sorten hergestellt, die in großer Gleichmäßigkeit und Reinheit aus den Brechern kommen. Da Anthrazit vielfach in großen Stücken fällt, die unverkäuflich sind, muß die Kohle mehrmals gebrochen werden. Kohle und Schiefer werden bei den größeren Sorten durch Ausklauben oder mechanisch getrennt, bei den kleineren Stücken in Setzkasten. Wie kostspielig die Aufbereitung von Anthrazit ist, geht daraus hervor, daß ein Brecher von 1100 t täglicher Leistung etwa $1^1/_4$ Millionen *M* kostet und etwa 80 Mann Bedienung verlangt.

Die Kohlen sowie Erze, Petroleum, Oel und Gas sind in Amerika Eigentum des Grundbesitzers über der betreffenden Fundstätte. Deshalb sind von den Bergbautreibenden Abgaben zu zahlen; sie betragen für Fettkohle 30 bis 40 Pfg, für Anthrazit 1,60 bis 2 *M* für 1 t.

Die maschinelle Ausstattung der Gruben ist, von einigen recht guten Fördereinrichtungen abgesehen, recht einfach und schlecht. Sie steht technisch tief unter den Einrichtungen der westfälischen Zechen. Wenn auch zu berücksichtigen ist, daß die Kohlen einen weit geringeren Wert als bei uns besitzen, daß wegen der geringen Teufen und der weitgehenden Teilung der Gruben nur schwache Maschinen nötig sind, so sieht man doch viele unzweckmäßige und sinnwidrige Einrichtungen. Vor allen Dingen ist die Zentralisierung der Betriebskräfte trotz des häufig durchgeführten wirtschaftlichen Zusammenschlusses noch sehr im Rückstand. Hierin könnten die Amerikaner nicht nur viel, sondern alles von uns lernen.

Der Haupteindruck, den der Besuch der Kohlengruben hinterläßt, ist dahin zusammenzufassen: Es liegen ganz außerordentlich günstige natürliche Verhältnisse vor. Die vorhandenen Reichtümer werden in einer an Raubbau grenzenden Weise unter Aufwand mäßigen technischen Geschickes gehoben. Die größte Leistung liegt in der gewaltigen Steigerung des Ausbringens.

Darauf werden Vorlagen zur Hauptversammlung des Gesamtvereines beraten.

Eingegangen 6. April 1905.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 18. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohr. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend 47 Mitglieder und 10 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß Hr. Adolf Netter am 17. März gestorben ist. Der Verstorbene gehörte dem Verein seit mehreren Jahren als Mitglied an. Die Versammlung ehrt sein Andenken durch Erheben von den Sitzen.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Ballauff über neuere Strahlungen, insbesondre der radioaktiven Stoffe. Er bespricht die Eigenschaften der Kathoden-, Kanal- und Röntgen-Strahlen und die Ergebnisse der neuesten Forschungen über die Natur dieser Strahlengattungen. Dann gibt er einen kurzen Ueberblick über die Untersuchungen, die, von der durch die Kathodenstrahlen hervorgerufenen Fluoreszenz ausgehend, zu der Entdeckung der Uranstrahlen durch Becquerel und der radioaktiven Stoffe durch das Ehepaar Curie, Marckwald u. a. geführt haben. Nachdem er die Gewinnung des Radiumchlorids aus Pechblende kurz beschrieben hat, geht er zu den Erscheinungen über, die für die radioaktiven Stoffe kennzeichnend sind, und bespricht chemische und physiologische Wirkungen dieser Stoffe, sowie die Umwandlung der strahlenden Energie in Wärme.

Sodann geht der Redner auf die Fluoreszenzerscheinungen und auf die Ionisierung der Luft durch die Radiumstrahlen ein. Des weiteren bespricht er die verschiedenen Strahlenarten, die von den radioaktiven Stoffen ausgehen, wobei er auf die Uebereinstimmung hinweist, die zwischen den α-, β- und γ-Strahlen und den Kanal-, Kathoden- und Röntgen-Strahlen besteht. Dann erwähnt er die von Rutherford entdeckte Emanation, die vom Radium ausgeht, und die von Ramsay gemachte Entdeckung, daß die Emanation sich in Helium verwandelt. Nach einigen Bemerkungen über das Vorkommen der Emanation in der Luft, im Erdboden, in den Thermalquellen usw. wendet er sich zu den Theorien, welche die besprochenen Erscheinungen mit dem Gesetz von der Erhaltung der Kraft in Einklang bringen sollen, und schließt mit einer kurzen Mitteilung über die N-Strahlen, die Blondlot entdeckt haben will.

Eingegangen 24. März 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 17. Januar 1905.

Vorsitzender: Hr. Toussaint. Schriftführer: Hr. Kroebel.

Anwesend 34 Mitglieder und 11 Gäste.

Hr. Böttcher spricht über die Indizierung hydraulischer Krane.

Der Vortragende entwickelt auf Grund von Versuchen eine Theorie, durch welche die Verhältnisse klargelegt werden, die den Wasserverbrauch und die Geschwindigkeit der Kolben von Druckwasserkranen beeinflussen. An Hand eines Diagrammes, in welchem der Druck und die Geschwindigkeit gleichzeitig dargestellt sind, berechnet er den Kolbendurchmesser aus der Last. Des weiteren geht er auf den Einfluß des mechanischen Wirkungsgrades und der Durchflußwiderstände im Steuerschieber ein und zieht schließlich einige allgemeine Folgerungen in bezug auf den Zusammenhang zwischen Geschwindigkeitsgrenzen und Totlast.

Darauf wird über den Bau eines neuen Vereinshauses verhandelt.

Eingegangen 18. März 1905.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Mathée. Schriftführer: Hr. Kraus.

Anwesend 66 Mitglieder und 7 Gäste.

Hr. Musmacher spricht über

neuere Kühlanlagen unter Berücksichtigung der Kühlanlage der neuen Hauptmarkthalle zu Köln.

Zum Aufbewahren von Fleisch sind zurzeit in Deutschland fast auf jedem Schlachthof Kühlanlagen vorhanden; aber die Aufbewahrung von andern Lebensmitteln, die dem Verderben ausgesetzt sind, in Kühlhäusern, wie sie in England und Amerika schon seit längerer Zeit bestehen, ist in Deutschland erst neuerdings durch den kräftigen Anstoß der Markt- und Kühlhallen-Gesellschaft, die große Kühlhäuser in Hamburg und Berlin errichtet hat, ins Leben gerufen worden. Es scheint, daß sich solche Kühlanlagen auch bei uns allmählich zu einem nicht mehr zu entbehrenden Hülfsmittel der mit Lebensmitteln handelnden Gewerbetreibenden herausbilden. In letzter Zeit sind zwei solcher Anlagen von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk ausgeführt worden, und zwar eine Kühl-, Gefrier- und Eismaschinenanlage für E. & J. Mayer, in Frankfurt a/M., und eine Anlage für die neue Hauptmarkthalle der Stadt Köln. Die technischen Einrichtungen dieser Anlagen sind verschieden, und jede kann als Musterbeispiel ihrer Art dienen.

Der Zweck der Kühlhäuser ist, die aufgestapelten organischen Stoffe, in der Hauptsache Lebensmittel, bei solcher Temperatur, solchem Feuchtigkeitsgehalt und solcher Reinheit der Luft aufzubewahren, daß die Waren, die unter gewöhnlichen Verhältnissen unerwünschten Veränderungen unterworfen sind, längere Zeit aufbewahrt werden können. Die Räume sollen an Gewerbe- und Handeltreibende vermietet werden. Für beide Kühlhäuser bildet frisches Fleisch nur einen geringen Stapelgegenstand, da in beiden Städten bereits auf den Schlachthöfen große Fleischkühlhäuser vorhanden sind.

Die Kühlanlage in der Kölner Markthalle soll hauptsächlich für Handeltreibende dienen, die in der Halle Verkaufstände gemietet haben. Sie ist daher hauptsächlich für Fleisch, Eier, Butter und Käse, Fische, Wild und Geflügel eingerichtet; deshalb sind für jede Art besondre Räume gebaut und darin besondre Abteilungen, Kühlzellen, abgetrennt.

Die Kühlanlage von E. & J. Mayer in Frankfurt ist mehr für den Großhandel bestimmt, und dementsprechend sind keine einzelnen Zellen eingerichtet, sondern es werden ganze Kühlräume vermietet. Es sollen dort außer den aufgezählten Lebensmitteln aus dem Tierreiche noch solche aus dem Pflanzenreiche: Gemüse und frisches Obst, aufbewahrt werden. In der auf dem Schlachthof in Köln befindlichen Kühlanlage sind bereits sehr befriedigende Erfolge mit der Aufbewahrung von Aepfeln, Birnen, Spargel und Blumenkohl erzielt worden. Des weiteren soll das Frankfurter Kühlhaus noch zur Aufbewahrung von Pflanzenkeimen, Zwiebelgewächsen, Maiglöckchen usw., dienen, um sie in ihrer Entwicklung zurückzuhalten. Ferner kommen noch getrocknete Früchte, Hopfen, Tabak und Wein in Betracht, sowie Fette, Häute und Pelzwaren.

Die Firma E. & J. Mayer in Frankfurt a/M. betreibt eine Geflügelhandlung, verbunden mit Geflügelmästerei und -schlächterei. Sie hat Einrichtungen, um zu gleicher Zeit rd. 15000 Gänse mästen zu können. Zur Aufbewahrung des Geflügels von der Schlachtung bis zum Versand sowie des von auswärts bezogenen geschlachteten Geflügels hat die Firma vor rd. 12 Jahren eine Kühlanlage gebaut, die jedoch schließlich nicht mehr genügte. Gestützt auf die eigenen Erfolge und die guten finanziellen Ergebnisse andrer großer Kühlanlagen baute man die neue Anlage so umfangreich, daß davon ein bedeutender Teil vermietet werden konnte.

Bei dem Bauentwurf kam es darauf an:

1) mit möglichst billigen Mitteln eine allen Anforderungen der Technik entsprechende Anlage herzustellen, welche die geringsten Betriebskosten verursacht. Die Anlage war daher so zu entwerfen, daß der Kälteverlust so gering wie möglich wird;

2) daß die Zu- und Abfuhr der einzelnen Waren sich in einfacher Weise vollzieht, ohne daß die Mieter sich gegenseitig hindern;

3) viele kleinere Kühlräume vorzusehen, damit beim Ein- oder Ausbringen andre in dem Kühlraume lagernde Waren nicht gefährdet werden;

4) daß der Feuchtigkeitsgehalt der Luft und die Temperatur in jedem einzelnen Kühlraume den darin aufzustapelnden Waren angepaßt und nach Wunsch beim Einbringen andrer Waren geändert werden können.

Die Anlage besteht aus dem eigentlichen Kühlhaus mit anliegendem Packraum und Bureau, dem Maschinenhaus, dem Geräteraum, dem Kesselhaus und dem daran anschließenden Raum zum Rupfen von Geflügel. Die Gebäude sind nach den Plänen des Architekten E. Tittmann in Frankfurt a/M. von Philipp Holzmann & Cie. massiv ausgeführt. Um dem Hauptgebäude, dem Kühlhaus, ein gefälliges Aussehen zu geben, ist es mit 2 Ecktürmen versehen, und die Giebel haben zum Teil Putzflächen.

Das Kühlhaus besteht aus einem Kellergeschoß, einem Erdgeschoß, 4 Obergeschossen und einem Dachgeschoß, wovon nur die 5 untersten Geschosse ausgebaut sind. Die Geschoßhöhe beträgt 3 m im Lichten. Im Keller sind 15 und in den andern Geschossen 13 Kühlräume von je 35 bis 38 qm Grundfläche angelegt, so daß in allen Stockwerken zusammen 93 einzelne Kühl-

räume von 3412 qm Gesamtfläche vorhanden sind. Die einzelnen Stockwerke sind durch Treppen und Aufzüge miteinander verbunden. Die eigentlichen Kühlräume sind als ein besonderes Gebäude durch alle Stockwerke hindurchgeführt; um sie herum laufen in jedem Stockwerk auf 3 Seiten Gänge zur Vermittlung des Verkehrs, während sich an der vierten Seite die Apparatenräume befinden. Im Kellergeschoß fehlt der Apparatenraum; hierfür sind 2 Kühlräume mehr angelegt. Diese Anordnung hat den großen Vorteil, daß die Wände der Kühlräume von der Außenwärme nicht unmittelbar getroffen werden, so daß sie nur gegen die niedrigere Temperatur der Gänge isoliert zu werden brauchen. Auch wird beim Oeffnen der Kühlräume nur die Luft des Ganges und nie warme Außenluft eintreten, so daß größere Kälteverluste oder feuchte Niederschläge ausgeschlossen sind.

Zur Isolierung der Kühlräume ist auf ihrer Außenwand nach den Gängen zu eine 15 cm dicke Schicht aus gemahlenem Kork zwischen 2 Lagen mit Feder und Nut versehener Bretter eingebracht. Um das Korkmehl luftdicht abzuschließen, sind die Bretter innen mit Asphaltpapier überzogen. Die nach dem Kühlraume zu liegenden dicken Mauern können infolgedessen die aufgespeicherte Kälte nicht nach außen abgeben; sie wirken daher als Kältespeicher, so daß unter Umständen die Kältemaschine einige Zeit abgestellt werden kann, ohne daß die Temperatur in den Kühlräumen merklich steigt. Die Türöffnungen jedes Kühlraumes sind durch 2 Türen abgeschlossen, von denen die äußere doppelwandig und in ähnlicher Weise wie die Wände mit Korkmehl ausgefüllt ist.

Die innere Einrichtung, die nach den Plänen der Maschinenbauanstalt Humboldt ausgeführt ist, umfaßt die Dampf- und Kraftanlage, die zur Erzeugung und Verwertung der Kälte dienenden Maschinen und die Vorrichtungen für die Kühlung der Räume und für die Eisfabrikation. Zur Erzeugung des Betriebsdampfes sind 3 Doppel-Wellrohrkessel von je 100 qm Heizfläche und 10 at Betriebsdruck vorgesehen, von denen einstweilen nur zwei aufgestellt sind. Die Kessel haben ausschaltbare Ueberhitzer von je 35 qm Heizfläche, durch welche der Dampf auf 240° überhitzt werden kann.

Die Kraftanlage besteht aus 2 Tandem-Verbundmaschinen von 425 und 650 mm Zyl.-Dmr. und 820 mm Hub, die bei 65 bis 80 Uml./min je 150 bis 180 PS leisten. Jede Maschine überträgt ihre Hauptarbeit auf die von der Schwungradwelle angetriebenen Ammoniakkompressoren. Der Rest der Arbeit wird durch Riemen auf eine im Keller liegende Transmission übertragen, von welcher mittels Riemen und Vorgelege die Wasserpumpen und Rührwerke sowie 2 Dynamomaschinen von je 50 KW angetrieben werden. Mit Hülfe von Hohlwellen und Reibkupplungen können die Dampfmaschinen während des Betriebes so umgeschaltet werden, daß entweder beide oder jede einzeln zum Antriebe der Dynamomaschinen, Pumpen und Rührwerke sowie im Notfall auch der Ammoniakkompressoren benutzt werden können. Die elektrische Energie wird teils zur Beleuchtung, teils zum Antriebe der Ventilatoren und Aufzüge verwandt.

Die Kältemaschinenanlage zerfällt in die beiden Teile zur Erzeugung und zur Verwertung der Kälte. Zur Erzeugung dienen Ammoniakverdampfer, in deren schmiedeisernen Rohren flüssiges Ammoniak verdampft und die dazu nötige Wärme seiner Umgebung, einer Salzwasserlösung, entzieht. Es sind 3 Ammoniakverdampfer für die Kühlräume und einer zur Erzeugung von Eis vorhanden. Die entstandenen Ammoniakdämpfe werden von den mit den Dampfmaschinen gekuppelten Kompressoren angesaugt, verdichtet und in 2 auf dem Dache des Apparatenraumes stehende Berieselungskondensatoren gedrückt, die ähnlich wie die Verdampfer aus aneinander geschweißten schmiedeisernen Rohren bestehen. In einem Nachkühler wird das verflüssigte Ammoniak durch Brunnenwasser nahezu auf die Wassertemperatur abgekühlt. Alsdann wird das flüssige Ammoniak durch ein zweites Rohrnetz den Verdampfern zugeführt. Bevor die verdichteten Ammoniakdämpfe in die Kondensatoren treten, werden sie in Oelabscheidern von dem aus den Kompressoren etwa mitgerissenen Schmieröl befreit; das Oel wird nach einem Sammler geführt und wieder verwendet. Aus den Verdampfern wird das Ammoniak durch getrennte Saugleitungen für jeden Kompressor angesaugt, so daß der Ansaugedruck und damit die Verdampfungstemperatur eines jeden getrennt eingestellt werden kann. Hierdurch wird es möglich, mit der für jeden Maschinensatz in bezug auf den Kraftverbrauch günstigsten Saugspannung zu arbeiten. Jeder der 4 Kompressoren arbeitet auf einen Verdampfer, und jeder Kompressor leistet 150000 WE/st, also alle 4 Kompressoren, bezogen auf eine Salzwassertemperatur von — 2° bis — 5°, 600000 WE.

Ueber die Anforderungen, die an die Beschaffenheit der Kühlluft gestellt werden müssen, macht der Vortragende folgende Mitteilungen. Für Fleisch muß die Luft trocken gehalten werden, damit die Oberfläche trocken bleibt und den etwa am Fleisch anhaftenden Pilzkeimen der zu ihrer Entwicklung notwendige Nährboden entzogen wird. Bei Eiern kommt es im Gegenteil darauf an, den Feuchtigkeitsgehalt der Luft so hoch wie möglich zu halten, damit die Eier in der 6- bis 8 monatigen Aufbewahrungszeit wenig austrocknen; die Luft muß aber so trocken sein, daß sich kein Niederschlag auf den Eiern bildet; denn dann würde sich die Feuchtigkeit dem Stroh, in das die Eier verpackt sind, mitteilen und es muffig machen, welchen Geruch die Eier innerhalb weniger Tage annehmen. Damit die Eier beim Herausnehmen aus dem Kühlhaus nicht feucht werden und dadurch verderben, werden sie nach einem der Maschinenbauanstalt Humboldt patentierten Verfahren in einem sogenannten Ausbringraum allmählich durch eine verhältnismäßig sehr trockne und wärmere Luft nahezu auf die Außentemperatur gebracht. Kaviar soll bei einer Temperatur wenig unter dem Gefrierpunkt und bei fast gesättigter Luft aufbewahrt werden, damit er nicht austrocknet. Wild, Geflügel und Fische werden eingefroren, also bei einer Temperatur weit unter 0° aufbewahrt. Auch kommt es bei den verschiedenen Arten von Wild, Geflügel und Fischen auf den richtigen Feuchtigkeitsgehalt der Luft und den Luftwechsel an. Die Art des Ausbringens aus dem Kühlhause, die Verpackung des Kühlgutes und die Aufstapelung im Kühlraume beruhen zum großen Teil auf langjährigen Erfahrungen.

Nach diesen vielgestaltigen Bedingungen werden die Kühlräume in Kühlräume im engeren Sinn, in denen die Temperatur auf 0° oder wenig über 0° gehalten wird, und in Gefrierräume eingeteilt, in denen die Temperatur meist —5° bis —6° und darunter beträgt. Da nicht von vornherein entschieden werden konnte, welche Räume als Gefrierräume und welche als Kühlräume dienen sollten, so mußten alle für beide Arten eingerichtet werden. Auch mußten die feinen Unterschiede in bezug auf Luftwechsel und Feuchtigkeitsgehalt bei allen Räumen durchgeführt werden können. Eine Ausnahme machen die Kühlräume im Keller, da sie von vornherein als Lagerräume für Bier bestimmt sind.

Um die beschriebenen Anforderungen zu erfüllen, sind an der Decke der Kühl- und Gefrierräume starke gußeiserne Rippenrohre aufgehängt, durch welche kalte Salzsole gepumpt wird. Die Menge der Sole ist in den einzelnen Räumen durch Schieber zu regeln. An den Rippenrohren schlägt sich die Feuchtigkeit der Luft nieder, und zwar in den Kühlräumen in Form von Eis und in den Gefrierräumen als feinkörniger Schnee. Diese Niederschläge müssen von Zeit zu Zeit beseitigt werden. Der Schnee kann durch Stahlbürsten entfernt werden. Das Eis wird durch Ausschalten der kalten Salzlösung und Durchpumpen einer warmen Salzsole, die in einem besondern Kessel mit Dampf erwärmt wird, abgetaut und fällt meist in Schalen herunter. Die Menge der auf diese Weise entzogenen Feuchtigkeit genügt für die Erhaltung der meisten Kühlgüter nicht, ebenso wenig die Luftbewegung, die durch das Sinken der abgekühlten Luft hervorgerufen wird. Nur für die im Keller gelegenen 15 Räume für Bier ist diese Kühlung ausreichend. In den übrigen Kühl- und Gefrierräumen dagegen wird die Luft in jedem Stockwerk durch Leitungen, die an der Decke aufgehängt sind, mittels eines elektrisch betriebenen Exhaustors abgesaugt und durch einen sogenannten trockenen Luftkühler geführt, wo sie nicht nur gekühlt und getrocknet, sondern auch von Bakterien und Gerüchen befreit wird. Die Vorzüge eines trockenen Luftkühlers gegenüber einem nassen, [bei dem die Luft nicht an trockenen, sondern an mit Salzwasser benetzten Flächen oder durch einen Salzwasserregen abgekühlt wird, bestehen hauptsächlich darin, daß die im trockenen Kühler gekühlte Luft trockener sowie bakterien- und geruchfreier ist als bei den Naßkühlern.

Je 6 oder 7 nebeneinander liegende Räume haben eine gemeinschaftliche Saug- und Druckleitung und einen besondern Luftkühler und Exhaustor, so daß für die 13 Räume jedes Geschosses 2 Luftkühler und 2 Exhaustoren vorhanden sind. Die Luftkühler bestehen aus einem gut isolierten Eisenblechkasten mit gußeisernen Rippenrohren, durch welche kalte Salzsole gepumpt wird. Ist ein Kühler bereift, so wird er in ähnlicher Weise wie die Rippenrohre in den Kühlräumen abgetaut. Damit hierbei der Luftumlauf in den Kühlräumen nicht ausgesetzt zu werden braucht, sind die Saug- und Druckleitungen für die Kühlhausluft miteinander verbunden. Die Saug- und Druckstränge der einzelnen Räume sind durch Schieber absperrbar, so daß jeder gewünschte Luftwechsel und durch die Dauer des Luftwechsels auch jeder gewünschte Feuchtigkeitsgehalt erzielt werden kann. Zur Erneuerung der Luft in den Kühlräumen benutzt man Frischluft, die durch

einen Schlot im Dache von außen entnommen und durch einen Hülfskühler auf Kühlhaustemperatur vorgekühlt und getrocknet wird.

Zur Herstellung von Eis dient ein Generator, Bauart Linde [1]), ein gut isolierter schmiedeiserner Behälter, welcher durch einen wagerechten Zwischenboden in zwei Abteilungen getrennt ist; darin befindet sich eine Salzlösung, die durch einen Flügel in Umlauf gesetzt wird. In der unteren Abteilung liegen schmiedeiserne Rohre, in denen Ammoniak verdampft und die Salzlösung auf -5^0 bis -8^0 C abkühlt. In der oberen Abteilung hängen 820 mit Wasser gefüllte Zellen zu je 20 Stück reihenweise in einem Rahmen. Die Rahmen laufen auf Rollen; sie werden an dem einen Ende des Behälters eingesetzt und mittels eines Zahnstangengetriebes nach dem andern bewegt. Die Rahmen mit den Zellen, von denen jede rd. 27 ltr Wasser enthält, werden mittels eines elektrisch betriebenen Laufkranes in die Salzlösung gesenkt und am andern Ende herausgehoben. Dann werden sie in ein mit erwärmtem Wasser gefülltes Auftaugefäß eingetaucht, um das Eis von den Zellenwänden abzulösen, so daß Eisblöcke von rd. 25,5 kg in den Zellen bleiben. Diese rutschen, wenn man die Zellen umkippt, heraus; darauf werden die Zellen von neuem gefüllt.

Gutes Klareis kann nur aus entlüftetem destilliertem Wasser hergestellt werden. Da diese Herstellungsweise zu teuer ist, wird hier der Abdampf der Dampfmaschinen verwandt, der von Oel gereinigt, durch den Speisewasser-Vorwärmer geführt und in einem auf dem Dache des Apparatenraumes stehenden Berieselungskondensator verdichtet wird. Das Kondensat wird in einem Aufkocher gesammelt, in den auch alle sonstigen Kondensationswässer geleitet werden. Die durch das Aufkochen ausgeschiedene Luft wird durch Luftpumpen abgesaugt, und das entlüftete Kondensationswasser wird mittels Pumpen durch einen Kühler, den sogenannten Gefrierwasser-Nachkühler, gedrückt und nahezu auf Brunnenwassertemperatur abgekühlt. Hierauf wird das Wasser in einem mit Koks gefüllten Filterkasten von allen Unreinigkeiten vollständig befreit und in einem über dem Eiserzeuger befindlichen Behälter gesammelt.

In der Kühlanlage der neuen Hauptmarkthalle zu Köln sind sechs größere Räume angelegt, in denen für die Inhaber der Verkaufstände verschließbare Abteilungen abgetrennt sind, und zwar je ein Raum für Eier, Fleisch, Fische und Käse sowie zwei Räume für Wild und Geflügel. Zur Vergrößerung der einzelnen Räume und für die Einrichtung eines zweiten Eierkühlraumes ist Platz vorgesehen. Insgesamt sind ohne die Vorräume Räume von 1857 qm Grundfläche und 6232 cbm Inhalt vorhanden, einschließlich der Vorräume 2086 qm Fläche und 6951 cbm Inhalt.

Die Kühlräume liegen an einem gemeinschaftlichen Gang, der von den übrigen Kellerräumen vollständig abgetrennt ist. Sie sind an der Decke und den Seitenwänden mit Korkplatten isoliert, die mit Zement an dem Mauerwerk befestigt sind, am Fußboden mit einer rd. 70 cm dicken Betonplatte, die des hohen Grundwasserstandes wegen so stark gemacht werden mußte, und einer rd. 1,25 m dicken Auffüllung aus Asche. Von einer Isolierung der Seitenwände und der Decke mit einem losen Isolierstoff, wie Korkmehl oder Blätterholzkohle, hat man, abgesehen davon, daß Korkplatten sich leichter anbringen lassen, hauptsächlich deshalb Abstand genommen, weil man fürchtete, daß sich in dem losen Isolierstoff Ratten und Mäuse einnisten würden.

Da die Art der in den einzelnen Kühlräumen aufzubewahrenden Waren festlag, konnte die Kühlung von vornherein unveränderlich eingerichtet werden. Für Eier und Fleisch ist Kühlung durch Luftkühler, für Käse durch an der Decke aufgehängte Rippenrohre und für Fische, Wild und Geflügel beide Arten vereinigt vorgesehen. Da man auf dem Schlachthof in Köln mit der Kühlung durch unmittelbare Verdampfung des Ammoniaks ohne einen Zwischenkörper, in den meisten Fällen Salzwasser, gute Erfahrungen gemacht hatte, entschloß man sich, bei dieser Anlage auch unmittelbare Kühlung, und zwar Trockenkühlung, anzuwenden.

In die an der Decke der Gefrierräume hängenden schmiedeisernen Rohre, auf welche, um die Kühlfläche zu vergrößern, Blechscheiben aufgeschweißt sind, wird das flüssige Ammoniak, dessen Zufluß für jedes Rohrnetz durch Ventile geregelt werden kann, eingespritzt; es erzeugt durch Verdampfen Kälte. Um den sich ansetzenden Schnee abzutauen, werden die in den Kompressoren verdichteten heißen Ammoniakdämpfe zeitweise durch die Rohre geführt, wodurch der Schnee in sehr kurzer Zeit abtaut. Die Ammoniakdämpfe werden dabei abgekühlt, so daß die Verdampferrohre vorübergehend als Kondensatoren wirken. Die Rohre hängen in den Gefrierräumen über den Gängen. Zum Auffangen des Tauwassers sind Tropfschalen angebracht.

Die Luftkühler sind Kammern mit Umschaltklappen, die so geschaltet werden können, daß die bereiften Rohre in den für die Kühlräume dienenden Kühlern durch die aus den Kühlräumen kommende Luft, in den Gefrierräumen durch heiße Ammoniakdämpfe abgetaut werden können. Zum Ausbringen der Eier sind die Vorräume mit Anwärmvorrichtungen versehen.

Für jeden Kühlraum, außer dem Käseraum, ist ein besonderer Luftkühler vorgesehen, damit für die darin liegenden Waren der richtige Feuchtigkeitsgehalt und die richtige Temperatur erzielt werden kann, und damit die Gerüche der Waren des einen Raumes sich nicht mit denen andrer mischen können. Die Luftkühler stehen in einem besondern Raum neben dem Maschinenraum. Auf jedem Luftkühler sitzen die zugehörigen Ventilatoren, die von der Transmission mit Riemen angetrieben werden. Der Kühlraum für Käse hat nur Innenkühlung, da hier ein hoher Feuchtigkeitsgehalt der Luft Bedingung ist; es hängen an der Decke gußeiserne Rippenrohre, durch die mittels einer Kreiselpumpe kalte Salzlösung gepumpt wird, die aus dem Eisgenerator entnommen ist.

Die sich in den Verdampfern bildenden Ammoniakdämpfe werden von einem Kompressor angesaugt, der von einer liegenden Ventildampfmaschine angetrieben wird. Vorläufig sind zwei Maschinensätze vorhanden, von denen einer zur Aushülfe dient. Für den späteren Ausbau sind beide Kompressoren notwendig, und es soll dann noch ein dritter Kompressor aufgestellt werden. Die Kompressoren haben 265 mm Zylinderdurchmesser und 550 mm Hub, die Dampfmaschinen 325 mm Zylinderdurchmesser und 750 mm Hub. Bei 80 Uml./min beträgt die Kälteleistung eines Kompressors rd. 120000 WE/st, die dafür aufzuwendende Leistung jeder Dampfmaschine 80 PSi. Die Dampfmaschinen übertragen ihre überschüssige Arbeit durch Riemen auf eine Transmission zum Betriebe der Ventilatoren, Rührwerke und Pumpen; sie können mittels Hohlwellen und Kupplungen, so geschaltet werden, daß entweder beide oder jede einzeln zum Betrieb der Ventilatoren und Rührwerke sowie eines der beiden Kompressoren dienen.

Die Ammoniakkondensatoren sind Tauchkondensatoren und für die spätere Vergrößerung bereits groß genug; sie stehen in einem besondern Raum, damit sie durch die von den Dampfmaschinen ausgestrahlte Wärme nicht beeinflußt werden. Das für die Kondensatoren nötige Kühlwasser wird einem außerhalb der Halle liegenden Brunnen entnommen. Zur Aushülfe ist ein Anschluß an die städtische Wasserleitung vorgesehen.

Der Abdampf der Dampfmaschinen wird in der wärmeren Jahreszeit zur Eisfabrikation in ähnlicher Weise wie bei der Frankfurter Anlage verwendet. Der Eiserzeuger hat 260 Zellen, die zu je 13 Stück in Rahmen hängen. Das Gewicht eines Eisblockes beträgt 25 kg, die stündliche Leistung 300 kg.

Der Betriebdampf wird in zwei Waltherschen Röhrenkesseln von je 100 qm Heizfläche mit ausschaltbaren Ueberhitzern von je 30 qm Heizfläche erzeugt, durch die er auf 300^0 überhitzt werden kann. Für einen dritten Kessel ist Platz vorgesehen. Diese Kessel dienen auch zum Betrieb von zwei Dampfdynamos von je 50 KW Leistung, die in Verbindung mit einer Akkumulatorenbatterie den Strom für die Beleuchtung der Halle sowie zum Betrieb der elektrischen Aufzüge liefern. Der Abdampf der Dampfdynamos und der Kältemaschinen wird im Winter zur Heizung der Bureaus, der Kellerräume und der Halle verwendet.

In der sich anschließenden Erörterung weist Hr. Schott darauf hin, daß es nicht appetitlich sei, wenn in dem Eis noch Oeltröpfchen enthalten seien, wie es bei dem aus dem Kondensat einer Dampfmaschine gewonnenen Eis vorkommen könne. Darauf erwidert Hr. Musmacher, daß sich höchstens an dem oberen Ende des Blockes, das zuletzt ausfriert, noch Oeltröpfchen vorfänden. Diese würden jedoch, wenn der Eisblock abgetaut wird, weggespült.

Hr. Claaßen fragt, wieviel Oel im Filter zurückgewonnen werde. Hr. Musmacher antwortet, daß die Menge, die noch im Filter bleibe, so gering sei, daß mindestens ein Jahr vergehe, bevor ein Filterkasten gefüllt werd.e

Hr. Corsepius bittet um Aufklärung, ob die Aeußerung des Vortragenden, daß der Feuchtigkeitsgehalt der Luft, wenn sie durch herabrieselndes Salzwasser gekühlt wird, ungünstig sei, dahin verstanden werden soll, daß die Luft hierbei mehr Wasserdampf enthalte. Pictet habe gerade in bezug auf

[1]) s. Z. 1902 S. 1650

Trockenheit der Luft das Berieselungsverfahren bei Benutzung geeigneter Brausen und bei geringer Luftgeschwindigkeit für sehr wertvoll erklärt. Verdunsten könne das Salzwasser nicht, da es der kältere Körper und hygroskopisch sei.

Hr. Musmacher erwidert, daß, wenn man Luft durch einen Salzwasserregen gehen lasse, Salzwassertröpfchen mitgerissen werden. Besser seien sogenannte Scheideapparate, bei denen die Luft über eine kalte von Salzwasser benetzte Fläche streicht. Wenn die Luft den Kühler mit — 3° verlasse, sei sie gesättigt. Bei den Trockenkühlern könne man aber erreichen, daß die Luft einen geringeren Feuchtigkeitsgrad hat.

Im weiteren Verlauf der Sitzung teilt Hr. Schleicher mit, daß nach seinem Verfahren der Sürther Maschinenfabrik aus den Auspuffgasen von Gasmotoren Kohlensäure hergestellt wird.

Ferner werden Vereinsangelegenheiten besprochen.

Eingegangen 3. April 1905.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 21. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Wedel. Schriftführer: Hr. Zillmer.

Anwesend 17 Mitglieder.

Die Versammlung beschäftigt sich mit Vereinsangelegenheiten, insbesondre wird über die von der Hauptversammlung zu entscheidenden Anträge Beschluß gefaßt.

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Jahrbuch für das Eisenhüttenwesen. (Ergänzung zu »Stahl und Eisen«.) Ein Bericht über die Fortschritte auf allen Gebieten des Eisenhüttenwesens im Jahre 1902. Im Auftrage des Vereines deutscher Eisenhüttenleute bearbeitet von Otto Vogel. III. Jahrgang. Düsseldorf 1905. 465 S. 8° mit 89 Fig. Kommissionsverlag von A. Bagel. Preis geb. 10 ℳ (für Mitglieder des Vereines deutscher Eisenhüttenleute 3 ℳ).

Mit einer Entschuldigung wegen der weiteren Verzögerung in der Herausgabe des Jahrbuches[1]) um 7 Monate wird im Vorwort das Erscheinen des vierten Bandes (1903) noch für dieses Jahr in Aussicht gestellt. Die Verspätung wird allmählich so groß, daß sie sich bei der jetzigen Organisation anscheinend nicht mehr einholen läßt. Das ist für alle diejenigen, die das Jahrbuch gebrauchen, sehr unangenehm, und es wäre zu wünschen, daß der Verein deutscher Eisenhüttenleute einen Weg fände, um diesem Uebelstand abzuhelfen.

Ein Urteil über den vorliegenden Band jetzt schon zu fällen, ist bei der Fülle des bearbeiteten Materiales natürlich nicht möglich; dagegen hat der häufige Gebrauch der vorhergehenden Bände gezeigt, welche vorzügliche und umfassende Arbeit der Verfasser geleistet hat. Der einzige Nachteil, der mir aufgestoßen ist, liegt in der Schwierigkeit, die mitunter mit dem Erlangen einer der angezogenen weniger bekannten Zeitschriften verknüpft ist, da hierbei oft selbst umfangreiche Bibliotheken versagen. Dies läßt mich auf den bereits früher geäußerten Vorschlag zurückkommen, die Auswahl der bearbeiteten Zeitschriften etwas zu beschränken; denn eine Bibliothek der bearbeiteten Zeitschriften anzulegen, dürfte sich wegen des dafür erforderlichen Raumes und der verhältnismäßig geringen Benutzung verbieten. Allerdings würde erst damit die Einrichtung des Jahrbuches vollkommen. Fr. Frölich.

Inhaltsverzeichnis zum 31. bis 40. Jahrgang (1895 bis 1904) der Berg- und Hüttenmännischen Zeitschrift »Glückauf«. Essen 1905, Selbstverlag des Vereines für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund. 116 S.

[1]) Vergl. Z. 1902 S. 1087; Z. 1903 S. 1715.

Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hülfswissenschaften. 2. Bd.: Biegungsachse bis Dollieren. 2. Aufl. Von Otto Lueger. Stuttgart und Leipzig 1905, Deutsche Verlags-Anstalt. 800 S. mit zahlreichen Figuren. Preis eines Bandes 30 ℳ.

Webers illustrierte Katechismen. Band 254. Der Wasserbau. Von C. Schiffmann. Leipzig 1905, J. J. Weber. 559 S. kl. 8° mit 605 Textfiguren und 8 Tafeln. Preis 7,50 ℳ.

Das für den Wasserbau notwendigste Wissen ist unter Ausscheidung alles Entbehrlichen kurz und bündig auf wissenschaftlicher und praktischer Grundlage in einem handlichen Buche dargestellt.

Contributions à l'étude de la fragilité dans les fers et les aciers. Mémoires originaux et réimpressions. Publication faite avec le concours des six grandes compagnies de chemins de fer français. Paris 1904, Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale. 480 Seiten mit vielen Figuren.

Taschenbuch des Patentwesens. Sammlung der den Geschäftskreis des Kaiserlichen Patentamtes berührenden Gesetze und ergänzenden Anordnungen nebst Liste der Patentanwälte. Amtliche Ausgabe. Mai 1905. Berlin, Karl Heymanns Verlag. 185 S. Preis 1 ℳ.

In dem Taschenbuch wird von amtlicher Seite allen Beteiligten eine Sammlung der einschlägigen Gesetze und ergänzenden Anordnungen geboten, die übersichtlich aneinanderreiht, was der Fabrikant und der Ingenieur, der Erfinder von Beruf und schließlich jeder Gewerbetreibende überhaupt an Gesetzen und Bestimmungen zu beachten hat, um seinen Erfindungen und Erzeugnissen den Schutz des gewerblichen Eigentums zu sichern, und welche Formalitäten für diesen Zweck dem Patentamt gegenüber zu erfüllen sind.

La sicurezza delle scale aeree meccaniche nella costruzione e nell'uso. Von F. Massarelli. Mailand 1904. Associazione degli Industriali d'Italia per prevenire gli infortuni del lavoro. 120 S. 8° mit 90 Fig. und 6 Taf.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Bergbau. Bericht über den 9. allgemeinen deutschen Bergmannstag zu St. Johann-Saarbrücken vom 7. bis 10. September 1904. Berlin 1905 Springer. Preis 4 ℳ.

— Demanet, Ch. Der Betrieb der Steinkohlenbergwerke. 2. Aufl. Braunschweig 1905. F. Vieweg & Sohn. Preis 16 ℳ.

— Riemer, J. Das Schachtabteufen in schwierigen Fällen. Freiberg 1905. Craz & Gerlach. Preis 8 ℳ.

Chemie, Chemische Industrie. Abel, Emil. Hyperchlorite und elektrische Bleiche. Theoretischer Teil. Theorie der elektrochemischen Darstellung von Bleichlauge. Halle 1905. W. Knapp. Preis 4,50 ℳ.

— Grassi, Ugo. Notizie sulla teoria degli ioni nelle soluzioni acquose, con una prefazione di Angelo Battelli. Pisa 1905. Preis 8 ℳ.

— Hölbling, V. Fortschritte in der Fabrikation der anorganischen Säuren, der Alkalien, des Ammoniaks und verwandter Industriezweige. An der Hand der systematisch geordneten Patentliteratur dargestellt. 1895 bis 1903. Berlin 1905. Springer. Preis 30 ℳ.

Dampfkraftanlagen. Dietrich, Max. Die Dampfturbine von Rateau mit besondrer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine. Rostock 1905. C. J. E. Volckmann. Preis 1,50 ℳ.

— Stodola, A. Die Dampfturbinen, mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine. 3. Aufl. Berlin 1905. Springer. Preis 20 ℳ.

Eisenbahnwesen. Valatin, Béla. Die neuen elektrischen Lokomotiven der Veltlinbahn. [aus »Elektrische Bahnen und Betriebe«] München 1905. R. Oldenbourg. Preis 3 ℳ.

Eisenhüttenwesen. Noble, H. Fabrication de l'acier. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 25 ℳ.

Elektrotechnik. Gerard, Eric. Leçons sur l'électricité professées à l'Institut électrotechnique Montifiore annexé à l'Université de Liége. 2. Bd. 7. Aufl. Paris 1905 Gauthier-Villars. Preis 12 ℳ.

— Kadainka, Vikt. Elemente der Elektrizität und Elektrotechnik für Bergleute. Elektro technische Bibliothek. Wien 1905. A. Hartleben. Preis 4 ℳ.

— Lindner, Max. Schaltungsbuch für Schwachstrom-Anlagen. 5. Aufl. Leipzig 1905. Hachmeister & Thal. Preis 2 ℳ.

— Ten Bosch, A. Traité pratique pour l'étude sans maître de l'électricité, à l'usage des ouvriers et monteurs électriciens. Paris 1905. Bernard. Preis 17,50 ℳ.

— Winkelmann, W. Gleichstromerzeuger und Motoren. Ihre Wirkungsweise, Berechnung und Konstruktion. Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 3,40 ℳ.

Erd- und Wasserbau. Gieseler, Eb. Lehrbuch des Erdbaues oder kurzgefaßte Anleitung zum Entwerfen, Veranschlagen und Ausführen von Erdarbeiten. 3. Aufl. Bonn 1905. F. Cohen. Preis 3,60 ℳ.

— Humann und Abshoff. Die Talsperren und ihre Einwirkung auf die allgemeine Wasserwirtschaft in Deutschland, insbesondre im Wesergebiete Jena 1905. H. Costenoble. Preis 2 ℳ.

— Strukel, M. Der Wasserbau. Nach den Vorträgen, gehalten am finnländischen polytechnischen Institute in Helsingfors. 1. Tl. Ursprung, Vorkommen und Eigenschaften des Wassers; Stauwerke; Fischwege. 2. Aufl. Leipzig 1905. A. Twietmeyer. Preis 14 ℳ.

Hochbau. Benkwitz, G. Das Veranschlagen von Hochbauten nach der Dienstanweisung für die Lokalbaubeamten der Staats-Hochbauverwaltung einschließlich der neuesten Vorschriften für das Garnisonbauwesen usw. Berlin 1905 Springer. Preis 2,40 ℳ.

Ingenieurwesen Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondre aus den Laboratorien der technischen Hochschulen, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure. 21. Heft. Berlin 1905. Springer. Preis 1 ℳ.

Maschinenzeichnen. Kirsch, B., und H. Kracht. Grundlegendes Maschinenzeichnen. 1. Heft. Dortmund 1905. Ruhfussche Kunst-Buchhandlung. Preis 1 ℳ.

Mechanik. Brauer, Ernst A. Festigkeitslehre. Lehrbuch nebst Sammlung technischer Aufgaben. Leipzig 1905. S. Hirzel. Preis 8 ℳ.

— v. Emperger, Fritz Die Rolle der Haftfestigkeit im Verbundbalken. Nach Vorträgen. Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 4 ℳ.

— Merriman, Mansfield. Elements of mechanics. New York 1905. London: Chapman & Hall, Limit. Preis 6 ℳ

— Wickersheimer, E Les principes de la mécanique. Paris 1905. Vve Dunod. Preis 4 ℳ.

Metallbearbeitung. Ledebur, A. Lehrbuch der mechanisch-metallurgischen Technologie. (Verarbeitung der Metalle auf mechanischem Wege.) 3. Aufl. Braunschweig 1905. F. Vieweg & Sohn. Preis 12 ℳ.

— Précis, P. Guide du couvreur-plombier-zingueur. 1. Tl. Paris 1905. Laveur. Preis 4 ℳ.

Metallhüttenwesen. Lodin, A. Métallurgie du zinc. Paris 1905. Ch. Dunod. Preis 35 ℳ.

Schiffs- und Seewesen. Becker, J. F. Schiff und Wasser. Betrachtungen über das fahrende Schiff und das Wasser seiner Umgebung. Hamburg 1905. Hamburg: Admiralitätsstr. 3/4. J. F. Becker. Preis 1,50 ℳ.

— Jahresbericht der Zentral-Kommission für die Rhein-Schiffahrt 1903. Darmstadt 1905. Mannheim, J. Hermann. Preis 4 ℳ.

— Ludolph, W. Leuchtfeuer und Schallsignale in Ostsee, Nordsee und Kanal für das Jahr 1905. [aus »Leuchtfeuer und Schallsignale der Erde«] Bremerhaven 1905. L. v Vangerow. Preis 2 ℳ.

— Manuale di architettura navale ad uso degli ufficiali di marina, dei costruttori e capitani e degli istituti nautici. Rom 1905. Casa Editrice Nazionale. Preis 16 ℳ.

Verbrennungsmotoren und andre Wärmekraftmaschinen. Barkow, Rud. Studien zur Frage der Gasturbine. Rostock 1905. C. J. E. Volckmann. Preis 1,25 ℳ.

— Riedler, A. Groß-Gasmaschinen. München-Berlin 1905. R. Oldenbourg. Preis 10 ℳ.

— Runciman, Walter C. Gas and oil-engines simply explained. London 1905. Percival Marshall & Co. Preis 0,60 ℳ.

Werkstätten und Fabriken. Adreßbuch, Schweizerisches, für das Baugewerbe und den Hochbau, Ingenieur- und Maschinenwesen sowie Kunstgewerbe nebst Bezugsquellenangaben für alle einschlagenden Berufe. 3. Aufl. 1904/1905. Lausanne 1905. Th. Sack. Preis 6 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Neuere Invert-Gasglühlichtlampen. (Journ. Gasb.-Wasserv. 17. Juni 05 S. 558/62*) Einrichtungen zum Aufhängen und leichten Auswechseln des Glühkörpers. Ableitung der Verbrennungsgase. Schutz des Brennerrohres gegen die große Hitze. Zuführung der Verbrennungsluft.

The mercury arc lamp and rectifier. Von Weintraub. (El. World 3. Juni 05 S. 1031/34*) Bericht über die Arbeiten im Laboratorium der General Electric Co. zur Untersuchung der Eigenschaften und zur Vervollkommnung der Quecksilberlampe als solche und als Wechselstrom-Gleichstrom-Umformer.

Bergbau.

1500-horse power winding-engine at the Liége Exhibition. (Engng. 16. Juni 05 S. 769*) Die von der Société Anonyme des Ateliers de Construction J. J. Gilain in Tirlemont gebaute Zwillingsmaschine zur Förderung von 9,1 t Last aus 1500 m Teufe bei 14 m/sk Geschwindigkeit hat 1050 mm Zyl.-Dmr. und 1600 mm Hub und arbeitet mit 7 at Ueberdruck.

Dampfkraftanlagen.

Die Verwendung von Bariumverbindungen zur Wasserreinigung. Von Reisert. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Juni 05 S. 107/09) Aeußerung zu dem in Zeitschriftenschau v. 3. Juni 05 erwähnten Aufsatz

16000-horse-power vertical rolling-mill engines. (Engng. 23. Juni 05 S. 801* mit 1 Taf.) Konstruktionseinzelheiten der in Zeitschriftenschau v. 24. Juni 05 erwähnten, von Davy Brothers in Sheffield für die Park Iron Works gebauten Walzenzugmaschine und Anordnung des Walzwerkes.

Counterweights for large engines. (Eng. Rec. 10. Juni 05 S. 647/49). Bericht von Prof. Jacobus über seine Erfahrungen mit Gegengewichten bei den großen Dampfmaschinen des Manchester Street-Kraftwerkes der Rhode Island Co. in Providence.

Can a steam turbine be started in an emergency quicker than a reciprocating engine of the same power? Von Mann. (Eng. Rec. 10. Juni 05 S. 661) Mitteilungen über ein Dampfturbinenkraftwerk von 4500 KW Gesamtleistung, das zur Unterstützung eines Wasserkraftwerkes in $2^1/_2$ min in Betrieb gesetzt werden kann.

Efficiency tests of a 400-KW-Westinghouse-Parsons turbo-generator. (Eng. Rec. 10. Juni 05 S. 665/66*) Versuchsbericht über die Anlage von Joseph Benn & Sons in Providence. Schaulinien über die Ergebnisse.

Eisenbahnwesen.

Die Lütticher Weltausstellung. Das Eisenbahnwesen. Von Schwarze. Forts. (Glaser 15. Juni 05 S. 236/38) Angaben über die Lokomotiven und Wagen in den einzelnen Abteilungen. Forts. folgt.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904. Von Buhle und Pfitzner. Forts. (Dingler 17. Juni 05 S. 369/72*) S. Zeitschriftenschau v. 24. Juni 05.

Great Western locomotives and their recent work. Von Rous Marten. (Engineer 16. Juni 05 S. 594/95*) Skizzen über die Bauart mit Angabe der wesentlichsten Abmessungen und der Konstruktionszahlen dreier $^2/_4$- und $^2/_5$-gekuppelter Schnellzuglokomotiven.

Superheaters in locomotives. Von Flamme. (Engng. 23. Juni 05 S. 801/04*) Konstruktion und Anordnung der bei den Lokomotiven der belgischen Staatsbahnen verwendeten Ueberhitzer, Bauart Schmidt und Bauart Cockerill.

Recherches sur le fonctionnement des organes de la suspension dans les locomotives. Von Herdner. (Rev. gén. Chem. de Fer Juni 05 S. 379/407*) Allgemeine Untersuchung über den Einfluß verschiedener Beanspruchungen auf die Belastung der Lager und auf die Formänderung der Federn. $^2/_4$- und $^2/_5$-gekuppelte Lokomotiven. Ausgleichvorrichtungen für die Federbelastung. Forts. folgt.

Design of a pantagraph trolley. Von Nachod. (El. World 10. Juni 05 S. 1078/79*) Berechnung der bei Bügelstromabnehmern mit Lenkerviereckstützen erforderlichen Druckkräfte.

Die neueren Einrichtungen der elektrischen Beleuchtung einiger D-Züge der preußischen Staatsbahnverwaltung. Von Büttner. Schluß. (Glaser 15. Juni 05 S. 231/35*) Kosten der Beleuchtung.

Eisenhüttenwesen.

Das Verhalten des Koksschwefels im Hochofen. Von Wüst und Wolff. Schluß. (Stahl u. Eisen 15. Juni 05 S. 695/99*) S. Zeitschriftenschau v. 3. Juni 05.

Die Herdofenstahlerzeugung aus flüssigem Roheisen. Von Simmersbach. (Stahl u. Eisen 15. Juni 05 S. 699/703) Uebersichtliche Darstellung der Einführung des Thomasverfahrens in Deutschland im allgemeinen und der verschiedenen Ausbildungen des Verfahrens. Schluß folgt.

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Elektrisch betriebener Gichtaufzug. Von Collischonn. (Stahl u. Eisen 15. Juni 05 S. 704/09*) Der von W. Lahmeyer & Co. in Frankfurt und E. Wolff in Essen gebaute Schrägaufzug fördert in je 100 sk einen 2 t schweren Wagen, der etwa 2 t Koks und Kalk oder 4 t Erz aufnehmen kann Anordnung und Konstruktion des mechanischen und elektrischen Teiles.

The Liége Exhibition. Rolling mill engine. (Engineer 16. Juni 05 S. 594* mit 1 Taf.) Die von der Société Anonyme John Cockerill für die Stahlwerke in Seraing gebaute 10000 pferdige liegende umsteuerbare Drillingverbundmaschine in Tandembauart hat 900 und 1350 mm Zyl.-Dmr., 1300 mm Kolbenhub, Kolbenschiebersteuerung und macht bei 8 at Ueberdruck 120 Uml./min. Die drei Kurbeln sind um 120° gegeneinander versetzt.

Elektromagnetische Anwendungen im Berg- und Hüttenwesen. Von Herzog. Forts. (El. Bahnen u. Betr. 14. Juni 05 S. 312/17*) S. Zeitschriftenschau v. 13. Mai 05. Forts. folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken

Details of Blackwell's Island bridge superstructure. Forts. (Eng. Rec. 10. Juni 05 S. 653/54*) S. Zeitschriftenschau v. 17. Juni 05.

The Fades viaduct over the Sigule River, near Vauriat, France. (Eng. News 8. Juni 05 S. 585/86) Gitterträgerbrücke von 374 m Länge mit drei Oeffnungen von 115,2, 144 und 115,2 m Weite. Die Fahrbahn liegt 132,5 m hoch über dem Wasserspiegel. Die Brücke wird von zwei gemauerten Pfeilern von rd. 100 mm Höhe getragen.

Reconstruction of the Horse Run viaduct: Cincinnati Southern Railway. (Eng. News 8. Juni 05 S. 597/98*) Zweigleisige Brücke von 288 m Länge und 27,6 m Höhe. Die vollwandigen Längsträger werden in je 18 m Entfernung von 18 m breiten Pfeilern getragen.

Erection of the channel span of the Benwood bridge. (Eng. Rec. 10. Juni 05 S. 649/53*) Eingleisige Brücke der Baltimore and Ohio Railroad über den Ohio-Fluß von rd. 1200 m Länge. Ausführlicher Bericht über den Umbau einer 104,5 m und einer 72 m weiten Oeffnung.

Les ponts métalliques, système Vierendeel. Pont à arcades d'Avelgheux, Belgique. Von Morizot. (Génie civ. 17. Juni 05 S. 108/12* mit 1 Taf.) Allgemeines und Festigkeitseigenschaften der Vierendeel-Träger. Darstellung der 4,5 m breiten Straßenbrücke mit einer 84 m weiten Flußöffnung. Statische Berechnungen und Konstruktionseinzelheiten.

The Scherzer rolling-lift bridge over the Swall. (Engng. 16. Juni 05 S. 762/64* mit 1 Taf.) Weitere Konstruktionseinzelheiten. S. a. Zeitschriftenschau v. 27. Mai und 17. Juni 05.

The Widnes and Runcorn transporter bridge. (Engng. 16. Juni 05 S. 783*) Schaubilder und Erläuterungen über einige Teile der in Zeitschriftenschau v. 22. April 05 erwähnten Schwebefähre.

Ferro-concrete in Belgium. Von Noaillon. (Engng. 23. Juni 05 S. 817/22*) Eigenschaften und Vorteile von Beton-Eisenkonstruktionen. Allgemeines über den zu verwendenden Beton und das Eisen. Festigkeit. Grundsätze für die Konstruktion. Grundlagen für die Ausbildung von Konstruktionen, die insbesondre Biege-, Druck- oder zusammengesetzte Beanspruchung auszuhalten haben, erläutert an ausgeführten Bauwerken.

Gewölbte Brücke in Stampfbeton mit Bogengelenken über die Lenne in Halden i/W. (Deutsche Bauz. Beil. 21. Juni 05 S. 45/46*) Die Brücke hat eine Mittelöffnung von 25 und zwei Seitenöffnungen von je 18,5 m Weite, bei 2,75 und 1,85 m Pfeilhöhe.

Unterführungen in Stampfbeton unter dem neuen Rangierbahnhof Eifeltor in Köln a/Rh. (Deutsche Bauz. Beil. 21. Juni 05 S. 47/48*) Die Unterführungen von 15 und 12 m Weite sind als Gewölbe mit verlorenen Widerlagern hergestellt, die am Scheitel 45 bis 55 cm stark sind.

Elektrotechnik.

The Clyde Valley Electrical Power Company. (Engineer 23. Juni 05 S. 619/21*) Das Kraftwerk der Gesellschaft in Yoker ist mit vier Wasserrohrkesseln von je 410 qm Heizfläche und mit zwei 2000 KW-Turbodynamos, Bauart Westinghouse-Parsons, ausgerüstet, die Drehstrom von 11000 V Spannung und 25 Per./sk liefern.

Central station development in Denver. (El. World 3. Juni 05 S. 1013/18*) Bericht über die Umgestaltung des Betriebes und den Ausbau der Anlagen der Denver Gas and Electric Co. seit 1900. Bemessung der Strompreise. Verwaltung. Ausbau der beiden Werke der Gesellschaft, in denen Drehstrom von 2400 V und 60 Per./sk und Gleichstrom von 440 V erzeugt wird, auf 6000 und 2000 KW Leistung. Umbau der Verteilnetze. Einführung von Fernübertragung mit 11000 V und Unterstationen.

Electric light and power in Colorado Springs. (El. World 3. Juni 05 S. 1118/21*) Colorado Springs und das benachbarte Colorado City werden zum Teil von einem rd. 7 km entfernten, unmittelbar an einem Kohlenbergwerk gelegenen Dampfkraftwerk mit drei 750 KW-Dynamos mit Drehstrom von 6600 V Spannung versorgt. Neuerdings wird indessen der größte Teil des Stromes von einem Wasserkraftwerk bezogen, während das Dampfkraftwerk nur die Belastungsschwankungen deckt.

A diagram of the circuits of the dynamotor. Von Kennelly und Whiting. (El. World 3. Juni 05 S. 1024/25*) Beitrag zur Theorie des Gleichstromtransformators einer Dynamomaschine, die aus einem Anker mit zwei Wicklungen und Kommutatoren in einem gemeinsamen Magnetfeld besteht.

Messung und Trennung der Eisenverluste in den asynchronen Drehstrommotoren. Von Bragstad. (Z f. Elektrot Wien 18. Juni 05 S. 381/84*) Rechnerische Untersuchungen an Hand der Ergebnisse von Auslaufversuchen.

Measuring the slip of induction motors. Von Stone. (El. World 10. Juni 06 S. 1076*) Zum Messen der Schlüpfung dient ein synchroner Hülfsmotor, der durch ein Ausgleichgetriebe mit dem Versuchsmotor und einer Anzugsvorrichtung verbunden wird.

Some European high-tension switch-boards. I. Von Niethammer. (El. World 3. Juni 05 S. 1025/28*) Schaltanlage des Werkes Cellina für die Fernübertragung nach Venedig mit 36000 V Spannung.

Erd- und Wasserbau..

Der Rickentunnel. Von Gagel. (Glückauf 17. Juni 05 S. 761/63) Der 8,6 km lange Tunnel zwischen dem Thurtal und dem Linthtal wird eine bessere Verbindung der nordöstlichen Schweiz mit dem Gotthard herstellen; er ist bereits auf etwa 0,4 seiner Länge vorgetrieben.

Anwendung neuer Gründungsverfahren. Von Mast. (Deutsche Bauz. 24. Juni 05 S. 303/06*) Mitteilung über die Gründung auf Betonpfeilern beim Bau eines Gasbehälters von 38 m Dmr Darstellung verschiedener Rammvorrichtungen.

Gasindustrie.

Suction gas producers. Forts. (Engineer 16. Juni 05 S. 592/94*) Darstellung von Gaserzeugern verschiedener Bauart. Forts. folgt.

Gießerei.

The cupola system of the Michigan Stove Company. Von Keep. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1812/13*) Die Anlage enthält drei Kuppelöfen von 14, 11 und 8 t/st Schmelzleistung, die von einem Roots-Gebläse von 150 Uml./min und 64 PS Leistung gemeinschaftlich mit Wind versorgt werden.

Metal mixers for pipe foundries. Von Nau. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1824/25) Bericht über eine Studienreise nach Europa. Vorschlag zur Verwendung geheizter Roheisenmischer, um Hochofeneisen unmittelbar zum Gießen von Rohren verwenden zu können. Europäische Rohrgießereien.

Melting steel with cast iron. Von Cunningham. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1803/04) Vortrag über den Betrieb eines Kuppelofens, in dem verstärktes Gußeisen hergestellt wird. Vorgang beim Beschicken und Auswahl von Roheisen und Stahlspänen.

Ueber die Mittel zur Erzielung dichter und spannungsfreier Stahlformgußstücke. Von Treuheit. (Stahl u. Eisen 15. Juni 05 S. 715/19*) Erläuterung der erforderlichen Maßnahmen an Hand des Vorganges beim Einformen verschiedener Gußstücke, einer Kurbelwange, eines Kolbens für Schiffsmaschinen und einer Kaliberwalze. Schluß folgt.

Hochbau.

Reinforced concrete warehouse for Northwest Knitting Co., Minneapolis, Minn. (Eng. News 8. Juni 05 S. 593/94*) Dreistöckiges Gebäude von 19×55 qm Grundfläche. Außer den üblichen Rundeisen sind auch Drahtgeflechte zur Verstärkung der Betonkonstruktion verwendet.

Holzbearbeitung.

Moore's double-belt sandpapering machine. (Engng. 23. Juni 05 S. 800/01*) Bei der zum Abschleifen von Holz dienenden Maschine wird das Holz auf einem senkrecht einstellbaren Tisch aufgespannt, über dem sich ein mit Schleifsand belegter Riemen ohne Ende bewegt, der durch eine Platte gegen das Holz gedrückt wird.

Lager- und Ladevorrichtungen

Die Schaffung von Landungsstellen an sonst unzugänglichen Küsten mittels schwebender Transporteinrichtungen. Von Dieterich. Schluß. (Glaser 15. Juni 05 S. 225/31*) Landungsbrücke mit Steg und Hängebahn bei Porte Ferraio auf Elba. Landungsstelle der Stralsunder Zuckerfabrik.

A fireproof wharf at Tampico, Mexico. Von Connor. (Eng. News 8. Juni 05 S. 603/05*) Die Verladerampe von 780 m Länge ist aus Eisenbeton auf I-Trägern aufgeführt und ruht auf zylindrischen Pfeilern von rd. 1,9 m Dmr.

Maschinenteile.

Two new power transmission devices. (Eng. News 8. Juni 05 S. 591/93*) Federndes Kettenrad für Motorwagen der Pope Manufacturing Co. in Hartford, Conn., und Planetengetriebe mit veränderlicher Uebersetzung von Johnson & Phillips in London.

Ueber neuere Riemengetriebe. Von Hundhausen. Forts. (Dingler 24. Juni 05 S. 392/96*) Riemenantrieb von elektrisch betriebenen Zeilengießmaschinen und Setzmaschinen. Forts. folgt.

Materialkunde.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen. Von Rudeloff. (Dingler 17. Juni 05 S. 375/79 u. 24. Juni S. 385/89*) Doppeltwirkende Preßpumpe von Amsler Laffon. Pendelmanometer von Amsler-Laffon. Schreibvorrichtung von J. Losenhausen in Düsseldorf. 2000 kg-Biegemaschine für Gußeisen, Biegemaschine für verteilte Lasten und Durchbiegungsmesser, gebaut von Amsler-Laffon. Forts. folgt.

Der Einfluß fremder Beimengungen auf schmiedbaren Guß und Temperstahlguß. Von Hermann. Schluß. (Gießerei-Z. 15. Juni 05 S. 410/12*) Veränderungen der chemischen Zusammensetzung des Eisens beim Schmelzen in Tiegeln, Martinöfen und Kuppelöfen.

The testing of cast iron. Von Moldenke. (Journ. Franklin Inst. Juni 05 S. 405/22) Kurze Uebersicht über neuere Verfahren zum Prüfen der Materialeigenschaften des Gußeisens und der Wirtschaftlichkeit von Gießereien. Meinungsaustausch.

Mechanik.

The transfer of heat at high temperatures. Von Wagner. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1808/10*) Die Versuche hatten den Zweck, die Zeit zu bestimmen, die zum Erhitzen von Blechen in Regenerativöfen erforderlich ist. Zahlentafeln und Schaulinien über die Ergebnisse.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicholson. Forts. (Engineer 16. Juni 05 S. 589/90*) Drehbänke für harten Stahl. Geschwindigkeiten und Umschaltgetriebe. Riemenantrieb.

A new electrically-driven toolroom grinder. (Am. Mach. 17. Juni 05 S. 720/22*) Die von der Cincinnati Milling Machine Co. gebaute Maschine mit fliegend angeordneten Schleifscheiben wird mittels Riemens von einem Elektromotor angetrieben und macht 1800 bis 4300 Uml./min. Schaubilder über die Verwendung der Maschine, insbesondre beim Fräserschleifen.

Automatic screw machine. (Am. Mach. 17. Juni 05 S. 744/45*) Einzelheiten über Reibkupplungen in den Antriebscheiben, Werkzeugvorschub und Drehkopfführung der Drehbank der Automatic Machine Co. in Greenfield, Mass.

A new Cincinnati sixteen-inch shaper. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1807*) Schaubild und Einzelheiten des Wechselgetriebes der elektrisch angetriebenen Feilmaschine der Cincinnati Shaper Co.

Neuere elektrische Gieß- und Schweißverfahren. (Gießerei-Z. 15. Juni 05 S. 402/10*) Anwendungsbeispiele für die elektrische Flammenbogenschweißung. Werkstatt für elektrisches Schweißen. Gießerei mit elektrischen Schmelzöfen von Julius Pintsch. Schweißverfahren von Zerener.

Les aciers à outils à coupe rapide. Préparation et emploie dans les ateliers. Von Garnier. (Génie civ. 17. Juni 05 S. 105/08*) Entwicklung des Schnelldrehstahles seit seiner Einführung durch Taylor und White. Zusammensetzung, Eigenschaften, Herstellung, Behandlung und Verwendung.

Motorwagen und Fahrräder.

Motorlastwagenbetrieb. Von Albrecht. (Motorw. 20. Juni 05 S. 375/77*) Anforderungen an Motorlastwagen. Sechsrädrige Wagen. Berechnung der Zugkraft.

Neuere elektromagnetische Zündvorrichtungen für Explosionskraftmotoren. Von Wolf. Schluß. (Motorw. 20. Juni 05 S. 380/83*) Zünddynamos von A. Herz in Wien, der Gasmotorenfabrik Deutz und von H. W. Hellmann in Berlin.

Physik.

Ergebnisse und Probleme der Elektronentheorie. Von Lorentz. Schluß. (Elektrot. Z. 22. Juni 05 S. 584/90*)

Pumpen und Gebläse.

Some types of centrifugal pumps. Von Webber. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1818/21*) Geschichtliches. Die ersten mehrstufigen Kreiselpumpen. Rateau-Pumpen. Ausgleich des Achsschubes bei Hochdruck-Kreiselpumpen. Amerikanische Hochdruckpumpen. Berechnung des Wirkungsgrades.

Schiffs- und Seewesen.

H. M. first-class cruiser Achilles. (Engineer 23. Juni 05 S. 629) Angaben über Abmessungen und Ausrüstung des Panzerkreuzers von 13660 t Wasserverdrängung und 23 Knoten Geschwindigkeit.

The destroyer Huszár. (Engng. 23. Juni 05 S. 815*) Das von Yarrow & Co. für die österreichische Marine gebaute Torpedoboot ist 56,3 m lang, 5,66 m breit und hat 200 t Wasserverdrängung bei 2,58 m Tiefgang. Die Maschinen leisten zusammen 6000 PS_i und erteilen dem Zweischraubenboot 25¾ Knoten Geschwindigkeit.

London County Council steamboat service. (Engng. 16. Juni 05 S. 779*) Die von verschiedenen Werften gebauten 30 Raddampfer für Personenverkehr auf der Themse sind 39,6 m lang, 5,63 m breit und nehmen 530 Fahrgäste auf. Sie haben einen Zylinderkessel für 7 at Ueberdruck, eine schrägliegende Verbundmaschine von 406 und 790 mm Zyl.-Dmr. und 915 mm Kolbenhub und laufen 11¼ bis 12¼ Knoten. S. a. Zeitschriftenschau v. 17. Juni 05.

Straßenbahnen.

Die Verlängerung der Appenzeller Straßenbahn von Gais nach Appenzell. Von Kürsteiner. (Schweiz. Bauz. 17 Juni 05 S. 293/96*) Die Schlußstrecke der insgesamt 19,52 km langen Bahn ist 5,56 km lang. Von der ganzen Linie liegen 15,1 km auf der Straße und 4,4 km auf eigenem Bahnkörper. 74 vH der Länge werden als Adhäsions-, 26 vH als Zahnradbahn betrieben. Lageplan und Längsprofil. Oberbau. Unterbau und Viadukt bei Appenzell. Gemischte Adhäsions- und Zahnradlokomotive der Schweizerischen Lokomotivfabrik in Winterthur.

Protection for railway power stations. Von Silberman. (El. World 10. Juni 05 S. 1077*) Schaltung zur Sicherung mehrerer parallel arbeitender Gleichstromdynamos mit gemischter Erregung zum Schutz der Maschinen beim Versagen der Hauptunterbrecher, zum Schutz der übrigen Maschinen bei Erdschluß einer einzelnen und zum Schutz der Maschine mit Erdschluß selbst.

The Old Colony railway power plant. (El. World 10. Juni 05 S. 1079/84*) Das Kraftwerk für die Ueberlandstraßenbahnen zwischen Boston und Newport, R. J., in Quincy ist mit fünf Curtis-Turbodynamos von je 2000 KW Leistung bei 750 Uml./min ausgerüstet, die Dreiphasenstrom von 13200 V und 25 Per./sk liefern. Der Drehstrom wird nach 6 Umformerwerken geleitet, die das Bahnnetz mit Gleichstrom von 600 V Spannung speisen.

Textilindustrie.

Ein neuer Spinn-Ring und Reiter. (Leipz. Monatschr. Textilind. Mai 05 S. 135/36*) Ein von Cook & Co. in Manchester hergestellter gut ausbalanzierter Reiter soll die Fadenbrüche an Ringspinnmaschinen verhindern.

The mechanics of flax spinning. Von Bellin. Forts. (Text. Manuf. 15. Juni 05 S. 188/89*) Die Wagenbewegung und die Zylinderlagerung an Vorspinnmaschinen.

Les margeuses automatiques pour matières textiles. Von Dantzer. (Ind. text. 15. Juni 05 S. 213/16*) Verschiedene neue Aufgebevorrichtungen für Wolle, Flachs und Hanf.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Die Explosionsmaschinen. Von Dölling. (Z. f. Elektrot. Wien 18. Juni 05 S. 384/88*) Neuere Konstruktionen von Körting, Oechelhaeuser, Maschinenbaugesellschaft Nürnberg und Cockerill.

Some modern gas engines. (Engineer Supplement 23. Juni 05) Zeitgemäße Konstruktionen kleinerer und mittlerer Größe, Bauart Crossley, Campbell, Tangye, Fielding-Platt, Dudbridge, Premier, Gardner, Ashworth, Grice, Westinghouse und Glover.

The Bateman Mfg. Company's improved power equipment. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1804/05*) Darstellung einer Sauggeneratorenanlage zum Speisen eines 80- und eines 40 pferdigen Motors, gebaut von den Otto Gas Engine Works in Philadelphia.

Wasserkraftanlagen.

Das Pelton-Rad. Von Franke. (Journ. Gasbel. Wasserv. 17. Juni 05 S. 562/66*) Wirkungsweise, verschiedene Ausführungen und Tafel über die Abmessungen von Pelton-Rädern für steigende Wasserdrücke. Berechnung des Pelton-Rades. Schluß folgt.

Werkstätten und Fabriken.

The new works of the Ingersoll-Sergeant Drill Company at Phillipsburg, New Jersey. (Am. Mach. 17. Juni 05 S. 713/20*) Zur Versorgung der Werkstätten mit Wasser ist ein Betondamm von 7,5 m Höhe erbaut worden, der ein Becken von 130000 cbm Inhalt abschließt. Die Anlage, die für den Bau von Kompressoren und Druckluftwerkzeugen eingerichtet ist, wird von drei Dampfdynamos von je 300 KW Leistung und einer von 100 KW Leistung betrieben. Lageplan. Kraftwerk. Forts. folgt.

The Bullock Electric Mfg. Company's new machine shop. (Iron Age 8. Juni 05 S. 1801/02*) Der Neubau enthält eine Stanzwerkstätte mit den erforderlichen Glühöfen, eine Schalttafelwerkstätte und eine Armaturenfabrik.

Rundschau.

In den Vereinigten Staaten von Amerika besteht seit dem Jahre 1892 ein Gesetz, durch das der **Achtstundentag** für die in Staatsbetrieben beschäftigten Arbeiter vorgeschrieben wird. Vor kurzem war dem Kongreß ein neuer Gesetzentwurf zugegangen, der insofern eine Erweiterung darstellte, als in Zukunft alle Verträge der Bundesregierung bei der Vergebung von Aufträgen die Bestimmung enthalten sollen, daß kein Arbeiter mehr als 8 Stunden am Tage für derartige Aufträge beschäftigt werden darf. Diesem Gesetzentwurf war ein Bericht des Amtes für Handel und Arbeit beigegeben, worin amtliche Erhebungen über die Wirkungen des Achtstundentages enthalten sind.[1])

Eine Umfrage bei 24 gewerblichen Unternehmungen, die bisher Aufträge der Regierung übernommen hatten, hatte die einstimmige Ansicht ergeben, daß die Einführung des gesetzlichen Achtstundentages die Industrie schädigen und die Bestellungen der Regierung verteuern würde. Die Hälfte der befragten Unternehmer hatte sogar erklärt, daß sie, wenn das geplante Gesetz durchgeführt werden würde, keine Lieferungen für die Regierung mehr übernehmen könnten.

Zur Ergänzung der durch diese Umfrage erhaltenen Auskünfte beschloß der Kongreß, durch einen Versuch einen Vergleich zwischen den Wirkungen der achtstündigen Arbeitzeit und der bisher üblichen längeren Arbeitsdauer anzustellen. Dazu wählte man die Schiffbauindustrie, weil sie durch die Einführung des achtstündigen Höchstarbeitstages am meisten betroffen werden würde, und weil die Verhältnisse für einen derartigen Vergleich besonders günstig lagen. Die amerikanischen Werften sind nämlich zum Teil staatlich, zum Teil in Privatbesitz, und in den ersteren ist der Achtstundentag bereits durch das Gesetz vom Jahre 1892 eingeführt. Der Kongreß beschloß nun, von zwei neu zu erbauenden Schlachtschiffen die »Connecticut« auf der staatlichen Werft in Brooklyn, die »Louisiana« bei der Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Company bauen zu lassen. Beide Schiffe sollten vollständig gleich und aus gleichem Baustoff hergestellt werden, und zwar sollte für den Vergleich nur die Fertigstellung des Rumpfes herangezogen werden, weil dabei fast ausschließlich Handarbeit in Betracht kommt.

Der Kiel der »Louisiana« wurde am 7. Februar 1903 in Newport News gelegt, und das Schiff lief am 27. August 1904 vom Stapel. Zu dieser Zeit waren von der beim Bau des Schiffsrumpfes zu leistenden Arbeit 54,5 vH vollendet. Die »Connecticut« dagegen war am 10. März 1903 zu Brooklyn auf Stapel gelegt und am 29. September abgelassen worden. Der Rumpf war zu dieser Zeit zu 53,59 vH vollendet. Das Gewicht der für den Rumpf der »Louisiana« verarbeiteten Baustoffe betrug 5 541 247 kg, die dafür aufgewendete Gesamtsumme aller Arbeitstunden 2 413 888. Die entsprechenden Zahlen für die »Connecticut« sind 5 166 976 kg und 1 808 240 Arbeitstunden. Das Gewicht des in einer Arbeitstunde durchschnittlich verarbeiteten Baustoffes betrug demnach

für die »Louisiana« (Privatwerft) . . . . 2,2956 kg
» » »Connecticut« (Staatswerft) . . . . . . 2,7466 »

Bei dem auf der Privatwerft gebauten Schiff wurden in der zehnstündigen täglichen Arbeitzeit 22,956 kg verarbeitet, auf der Staatswerft in dem achtstündigen Arbeitstage 22,860 kg; es übersteigt also die stündliche Arbeitsleistung eines Arbeiters im achtstündigen Arbeitstage die im zehnstündigen Arbeitstage geleistete Arbeit um 24,48 vH.

Wenn man dieses Ergebnis an sich betrachtet, so müßte man zu der Ueberzeugung kommen, daß tatsächlich durch eine Verminderung der Arbeitzeit die stündliche Leistung erheblich vermehrt werden könne. Anders aber, wenn man der Sache auf den Grund geht. Auf der Privatwerft wurde nämlich, wie der amtliche Bericht selbst erwähnt, in gewöhnlicher Weise gearbeitet, während die Tätigkeit auf der Staatswerft besonders eifrig war. Das läßt sich aus verschiedenen Umständen erklären. Zunächst sind die Löhne auf der Staatswerft höher als auf der in Frage kommenden Privatwerft, und die Beschäftigung auf der ersteren ist regelmäßiger und sicherer. Die Folge davon ist, daß der Staatswerft eine vorzügliche Klasse von Arbeitern zur Verfügung steht, aus der sie die besten auswählen kann. Von weiterem Einfluß war die Annahme, daß, wenn die »Connecticut« in sehr kurzer Zeit gebaut werden würde, der Staatswerft noch der Bau eines weiteren Schlachtschiffes übertragen werden würde. Ferner wirkte die scharfe Beaufsichtigung auf der Staatswerft ein, die von dem Wunsche der leitenden Persönlichkeiten getragen wurde, das Ansehen des staatlichen Betriebes zu erhöhen. Vor allem aber muß man berücksichtigen, daß die Arbeiter, denen der Zweck des Versuches bekannt war, auf der Staatswerft das Bestreben hatten, möglichst viel zu leisten, um für die Einführung des Achtstundentages Stimmung zu machen, während auf der Privatwerft gerade die entgegengesetzten Beweggründe in Betracht kamen.

Gleichzeitig mit dem Versuche beim Bau der beiden Schwesterschiffe hatte man diejenigen industriellen Betriebe in den Vereinigten Staaten, die in den letzten Jahren die tägliche Arbeitzeit herabgesetzt hatten, um Auskunft über die mit der Kürzung der Arbeitzeit gemachten Erfahrungen ersucht. Im ganzen kamen 396 Betriebe in Betracht, die sich auf 83 verschiedene Industriezweige verteilen. Von der Verkürzung der Arbeitzeit waren 129 102 Personen betroffen worden, während für 17 039 in denselben Betrieben beschäftigte Personen die tägliche Arbeitzeit nicht herabgesetzt worden war. Von sämtlichen Betrieben hatten 11,9 vH eine 48 stündige wöchentliche Arbeitzeit eingeführt, während 14,4 vH eine noch geringere Arbeitsdauer festgesetzt hatten. 73,7 vH hatten zwar die Arbeitzeit erheblich vermindert, aber immerhin war sie noch länger als durchschnittlich 8 Stunden am Tage. Die Betriebe mit weniger als 48 Stunden Arbeitzeit in der Woche gehörten zum größten Teile dem Baugewerbe an, in welchem, besonders in den großen Städten, 44 Stunden üblich sind. Von den 396 Betrieben hatten 316 die Arbeitzeit vermindert, ohne den Lohn zu kürzen. In 25 Betrieben war der Lohn vermindert worden, aber in geringerem Maß als die Arbeitzeit; in 13 Fällen entsprach die Lohnverkürzung der Beschäftigungsdauer oder war größer. In 42 Betrieben waren die Löhne zu derselben Zeit, als man die Arbeitzeit herabsetzte, erhöht worden.

Was den Einfluß betrifft, den die Verkürzung der Arbeitzeit auf die Gestehungskosten hat, so haben von 334 Betrieben, die hierüber überhaupt Beobachtungen angestellt haben, 37 keine Erhöhung der Selbstkosten beobachtet. Die überwiegende Mehrzahl jedoch, 297, hat angegeben, daß die Gestehungskosten durch die Herabsetzung der Arbeitzeit vergrößert worden seien.

Nach alledem erscheint der Schluß berechtigt, daß der achtstündige Arbeitstag die Wettbewerbfähigkeit eines Industriezweiges beeinträchtigt, und daß die wiederholt behauptete Erhöhung der stündlichen Leistung des Arbeiters zum mindestens nicht erwiesen ist.

Die in Fig. 1 bis 2 dargestellte **fahrbare Kraftanlage und Werkstätte** der Lehigh Valley Railroad ist von den Otto Gas Engine Works in Chicago ausgeführt worden und soll insbesondre bei Unglücksfällen und während der Nacht Verwendung finden[1]). Sie ist in einem Gepäckwagen von 10,4 × 2,4 qm Ladefläche untergebracht und besteht aus einem 25pferdigen liegenden Benzinmotor, der mittels Riemens einen

Fig. 1 und 2. Fahrbare Kraftanlage.

liegenden Einzylinder-Kompressor für 7 at Druck und eine Lichtdynamo von 12 KW Leistung und 225 V Spannung antreibt. Diese drei Maschinen sind auf einem Balkenrost befestigt, der frei auf der Wagenplattform aufliegt. Zur Aufnahme von Kühlwasser sind zwei Behälter für den Benzin-

[1]) Reichs-Arbeitsblatt Juni 1905 S. 483.

[1]) Transport and Railroad Gazette 28. April 1905.

Fig. 1. Nordpolexpeditionsschiff »Roosevelt«.
Maßstab 1 : 450.

Fig. 2. Querschnitt des Hauptspantes.
Maßstab 1 : 100.

Fig. 3 bis 5.

motor und einer für den Kompressor vorhanden. Neben einem Druckluftbehälter umfaßt die Ausrüstung des Wagens 6 Druckluft-Nietwerkzeuge, drei Druckluftbohrer, zwei Feldschmieden und eine Kaltsäge. Außerdem enthält der Wagen ein Sandstrahlgebläse zum Reinigen der Eisenkonstruktionen von Brücken und etwa 100 Glühlampen mit den erforderlichen elektrischen Leitungen.

Für die im Laufe dieses Jahres unter dem Befehl des Amerikaners **Peary** hinausgehende **Nordpolexpedition** ist auf der Werft von McKay & Dix in Bucksport, Me., ein **Schiff** im Bau, das demnächst in New York völlig ausgerüstet werden soll. Der »Roosevelt«, Fig. 1, ist als Dreimast-Gaffelschoner getakelt, zwischen den Loten 49 m, über Deck 52 m, über alles 56 m lang, 10 m breit und geht bei 1500 t Wasserverdrängung im Mittel 4,87 m tief[1]). Die außerordentlich kräftige Bauart des Schiffskörpers ist aus dem Querschnitt des Hauptspantes, Fig. 2, ersichtlich, während Fig. 3 bis 5 die Linien des Schiffskörpers wiedergeben. Alle Spanten sind aus dem Holz der amerikanischen Steineiche, die Raumstützen, Planken usw. aus Yellow Pine angefertigt. Der Bug des Schiffes ist so geformt, daß er das Eis durchschneiden oder auch durch Auflaufen durchbrechen kann. Die Besegelung ist möglichst einfach gehalten, um wenig Bedienung zu erfordern. Zum Antrieb dient außer den Segeln eine Verbundmaschine von 1000 bis 1500 PS_i. Die Schraube ruht in einem Brunnen und läßt sich beim Segeln und im Eise herausnehmen. Außer einer reichhaltigen und vielseitigen Ausrüstung für mindestens 2 Jahre können 600 t Kohlen mitgeführt werden.

Cincinnati in Ohio weist eine eigenartige Bauweise insofern auf, als das Geschäfts- und Fremdenviertel zum größten Teil in tiefer Lage nahe am Flusse liegt, während sich die vornehmen Stadtviertel mit zahlreichen Wohnungen, Gärten und Vergnügungslokalen auf höheren Hügeln ausbreiten und dadurch, besonders in den Abendstunden der Sommermonate, kühlere und reinere Luft genießen. Auf dem Wege von der unteren Stadt nach dem Zoologischen Garten fährt man mit der elektrischen Straßen-

[1]) Marine Engineering Mai 1905 S. 193.

Fig. 1 und 2. Förderbühne.

Fig. 3 bis 6.

Schiefe Ebene (Incline) in Cincinnati.

bahn zuerst längere Zeit auf annähernd ebenem Gelände, dann läuft der Straßenbahnwagen auf eine Art schräger Förderbühne, Fig. 1 und 2, die Stromabnehmerstange wird auf das Wagendach zurückgelegt, wobei auch die Lichter erlöschen, und nun wird der Wagen samt der Bühne durch Seile auf den Kamm des Hügels befördert. Dort werden die Verschlußtüren wieder geöffnet, die Stromzuführung zum Wagen und dessen Beleuchtung wieder hergestellt, und der Wagen fährt oben wieder auf der ebenen Straße weiter. Man kann nicht sagen, daß diese Art der Beförderung für eine viel befahrene und gute Einnahmen abwerfende Strecke empfehlenswert sei; das Gefühl des allmählichen Aufsteigens im Dunkeln und ohne weitere Schutzvorrichtungen als die Verdoppelung der Zugseile ist sogar geradezu unangenehm. Aber die Einfügung derartiger Zwischenglieder zur Ueberwindung kleinerer Höhenunterschiede mag in dieser oder einer ähnlichen Form in bestimmten Fällen, z B. für Feld-, Bau- oder Militärbahnen, zweckmäßig sein.

Fig. 3 bis 6 stellen eine der fünf in **Cincinnati** vorhandenen **schiefen Ebenen** (Inclines) dar, die in den siebziger Jahren erbaut und nur für den elektrischen Betrieb etwas umgeändert worden ist. Die zu überwindende Steigung beträgt etwa 43 m auf 135 m. Die hölzerne Fahrbahnunterlage trägt auf gußeisernen Schuhen und einer mäßig versteiften Eisenkonstruktion die Schienen, auf denen die Bühne in die Höhe gezogen wird; sie wird von 19 hölzernen untermauerten Pfeilern gestützt und mündet unten etwas unterhalb der Straßenfläche, oben auf einem gemauerten Endpfeiler. Die Bühne selbst ist 12,2 m lang und 3,05 m breit, ohne den Ausbau für den Führer, und besteht aus einer Winkeleisenkonstruktion, deren beide Seitenflächen dreieckig gestaltet sind. Die Last wird auf zwei annähernd normale Straßenbahnuntergestelle von je einem lotrechten Hauptträger durch zwei Böcke und federnde Schwingen übertragen, und die Seile greifen unmittelbar an den Untergestellen an und werden von einer nahe der oberen Haltestelle gelegenen Kraftstelle aus betätigt. Cincinnati ist eine Stadt von der Größe und Einwohnerzahl Kölns mit sehr ausgedehntem und einträglichem Straßenbahnverkehr. Aber man hat trotzdem diese unbeholfenen Vorrichtungen zur Bewältigung der Höhenunterschiede beibehalten, und es scheint demnach, daß sie in den langen Jahren ihres Bestehens zu ernsten Bedenken keinen Anlaß gegeben haben.

C. Feldmann.

Nach mehr als halbjähriger Arbeit sind die letzten Spuren des Aufsehen erregenden Unfalles an der **Maximilianbrücke in München**[1] beseitigt worden[2]. Die **Wiederherstellungsarbeiten** umfaßten die Hebung der eingesunkenen Wölbungen und das Ausbessern der beschädigten Stellen. Nachdem man die Kämpferfugen mit Zementmörtel ausgegossen hatte, um die Standsicherheit des Bauwerkes zu erhöhen, wurde unter der westlichen Oeffnung ein neues Lehrgerüst eingebaut, dessen Form genau derjenigen der eingesunkenen Gewölbeleibung angepaßt war. Zwischen den Schalhölzern des Lehrgerüstes und der Gewölbeleibung wurde aber vorläufig ein Spielraum von 6 cm freigelassen, um die Hölzer besser einbringen zu können. In der östlichen Oeffnung, wo sich das Gewölbe beim Sinken kräftig auf das noch vorhandene Lehrgerüst aufgesetzt hatte, mußten beschädigte Hölzer nacheinander ausgewechselt werden. Zum Heben der Lehrgerüste dienten die vorhandenen Senkschrauben, mit denen die Gerüste auf den Pfahljochen ruhen. Da diese Schrauben wegen der kugelartigen Ausbildung der Muttern und der oberen Druckteller nur axial gerichtete Kräfte aufnehmen konnten, so mußte beim Drehen der Muttern besondere Vorsicht angewandt werden, um seitliche Beanspruchungen der Schrauben zu vermeiden. Man hat dies dadurch erzielt, daß man die durch die Muttern durchgesteckten Windeisen jeder Schraubenreihe durch ein Drahtseil verband, das von einer Winde betätigt wurde. Allerdings war es erforderlich, nach jedem Hub die Windeisen umzustecken und die Gerüstverstrebungen nachzutreiben. Infolgedessen gestaltete sich das Heben der Lehrgerüste äußerst mühsam. Dazu kommt, daß die gesamte Hebung 300 bis 400 mm betrug, also mehr als der verfügbare Hub der Spindeln. Die Schrauben mußten daher ausgewechselt und mit Hartholzstücken unterlegt werden, bevor das Heben fortgesetzt werden konnte. Die genaue Form der Wölbung einschließlich 4 cm Ueberhöhung wurde durch verschiedenes Heben der einzelnen Gerüstgesperre nach Maßgabe genauer Messungen erreicht. Außerdem mußte aber jedes Lehrgerüst an den Kämpfern mehr gehoben werden als im Scheitel. Man erreichte das dadurch, daß man, sobald die erforderliche Scheitelhebung erzielt war, das Lehrgerüst durch Ketten mit dem Pfahljoch verband und den früher wagerechten Unterzug etwas parabolisch aufbog. Dieses Verfahren machte wegen der Biegsamkeit des Holzes keine Schwierigkeit. Nachdem die Bogen gehoben waren, wurden die herausgenommenen Schichten wieder eingesetzt, etwa offen gewordene Fugen ausgebessert und die Gelenkquader mit den Gelenken wieder versetzt. Die Gelenke selbst konnten größtenteils wieder benutzt werden, nur wurden die zusammengehörigen Gelenkstücke durch je zwei Dübel von 20 mm Dicke verbunden, welche genügen, um die größte auf Abscherung wirkende seitliche Komponente des Gewölbedruckes aufzunehmen.

[1] Z. 1904 S. 1407.
[2] Schweizerische Bauzeitung 13. Mai 1905.

In den großen **Behältern**, die zur Versorgung von **Wasserwerken** dienen, hat man in Amerika vielfach eine blaugrüne Alge gefunden, die dem Wasser einen unangenehmen Fischgeruch erteilt. Der Direktor des pflanzenphysiologischen Instituts zu Washington, G. T. Moore, hat versucht, diese **Algen zu vernichten**, ohne daß das Wasser ungenießbar würde. Dazu kann man wohl Chlor und schweflige Säure verwenden, diese schaden aber dem tierischen Leben. Silbersalze sind zu teuer, und Zink müßte in zu großer Menge verwendet werden. Schließlich entschied sich Moore für Kupfervitriol. Die Versuche an einem Wasserbehälter von 11200 cbm haben anscheinend sehr gute Ergebnisse geliefert. Das Wasser enthielt 7000 Algen in 1 ccm und wurde mit einer verdünnten Lösung von 1:4000000 Kupfervitriol behandelt. In wenigen Stunden war der üble Geruch fast verschwunden, in 24 Stunden begann die grüne Färbung des Wassers nachzulassen, nach weiteren 24 Stunden war die Oberfläche klar, und nach 3 Tagen war das Wasser bereits rein und genießbar. Wenige Stunden sollen genügt haben, um das Kupfervitriol bis auf die letzten Spuren aufzubrauchen. (Gesundheitsingenieur 20. Juni 1905)

Ueber bemerkenswerte Leistungen beim **Inbetriebsetzen eines großen Dampfturbinen-Kraftwerkes** wird von A. S. Mann in einem Vortrag in der letzten Versammlung der American Society of Mechanical Engineers berichtet. Das Kraftwerk ist mit drei Curtis-Turbodynamos von je 1500 KW, 40 Perioden und 10000 V Spannung ausgerüstet; es dient während des Sommers zur Unterstützung eines Wasserkraftwerkes und muß beim Ertönen einer Signalpfeife schnellstens auf das Netz geschaltet werden. Nach den vorgelegten Aufzeichnungen ist das Signal 43 mal abgegeben worden. Dabei sind bis zum vollständigen Einschalten der Anlage 10 mal $2^1/_2$ min, 18 mal 3 min und 15 mal $3^1/_2$ min vergangen. Die besten Leistungen sind 45 und 70 sk gewesen. Solche Betriebsbereitschaft läßt sich allerdings nur durch außerordentliche Schulung der Mannschaft und genaue Organisation des Dienstes erzielen. (Engineering Record vom 10. Juni 1905)

Am 19. Juni lief auf der Werft von William Denny & Brothers in Dumbarton am Clyde ein neuer **transatlantischer Turbinendampfer** vom Stapel, der bei der Taufe den Namen **»Moheno«** erhielt und für den Personen- und Frachtverkehr zwischen Neu-Seeland und Vancouver in Britisch-Nordamerika bestimmt ist. Das Schiff ist von der Union Company auf Neu-Seeland in Auftrag gegeben, die seit ungefähr einem Jahre bereits einen ähnlichen Turbinendampfer, die »Loongana«[1] in Betrieb hat. Die mit diesem Schiffe gemachten günstigen Erfahrungen haben die Gesellschaft zum Bau des zweiten Dampfers veranlaßt. »Moheno« ist 120 m lang, 15 m breit, hat 10 m Raumtiefe und kann rd. 240 Fahrgäste in der 1. Klasse, 120 in der 2. Klasse und 60 im Zwischendeck aufnehmen. Zum Laden und Löschen der Fracht dienen Wasserdruckkrane, von denen zwei an jeder Ladeluke aufgestellt sind. Die auf 3 Wellen arbeitenden Parsons-Turbinen sind ähnlich wie auf »Loongana« angeordnet; auch wird eine ähnliche Leistung der Turbinen und dieselbe Fahrgeschwindigkeit erwartet.

Von der Technischen Hochschule Berlin ist dem Geheimen Baurat **Emil Rathenau** in Berlin in Anerkennung seiner hervorragenden Tätigkeit als Mitbegründer der deutschen Elektrotechnik, insbesondre als Schöpfer vorbildlicher elektrischer Kraftwerke und Anlagen für Kraftübertragung, die akademische Würde eines **Doktor-Ingenieurs ehrenhalber** verliehen.

[1] Vergl. Z. 1905 S. 225.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 158534. Absperr-, Drossel- und Regelvorrichtung. Vereinigte Dampfturbinen-Ges. m. b. H., Berlin. Im Mantel eines Drehkörpers *f* liegende Durchflußöffnungen werden der Reihe nach durch Auf- oder Abrollen eines biegsamen Bandes *b* bei Drehung eines gleichachsigen Innenkörpers *c* geöffnet oder geschlossen. Die Oeffnungen führen zu Turbinendüsen *a*, und *c* wird vom Regler gedreht.

Kl. 14. Nr. 158094. Dampf- oder Gasturbine. E. Fagerström, Stockholm. Das zur Verminderung des Luftwiderstandes die Turbine *i* dicht umschließende Gehäuse *e* umfaßt mit seiner Nabe *g* (unten) die Lagerbüchse *c* oder das Lager *b*, oder (oben) es wird von *b* umfaßt, damit die Turbine *i*, wenn sie sich bei schnellem Lauf in die freie Achse einstellt, das Gehäuse gleichzeitig mit einstelle, um eine Berührung zwischen *e* und *i* zu vermeiden.

Kl. 14. Nr. 159354. Umsteuerbare Mehrstufen-Turbine. F. Windhausen jun., Berlin. Oeffnet man die Absperrvorrichtung *a*, so werden die Laufräder *c* von äußeren Ringräumen *b* her durch Düsen *d* in der Tangentenrichtung nacheinander von demselben Dampfstrome für Vorwärtsgang beaufschlagt, sie sind also zwecks guter Dampfausnutzung hintereinander geschaltet. Oeffnet man aber *g* und *k*, so wird jedes Rad *c* aus Leitungen *h* und inneren Ringräumen b_1 durch Düsen *f* seitlich mit Frischdampf für Rückwärtsgang beaufschlagt, die Laufräder *c* sind also zwecks kurzer und starker Kraftentfaltung parallel geschaltet.

Kl. 14. Nr. 159052 (Zusatz zu Nr. 156273, Z. 1905 S. 457). **Dampf- oder Gasturbine.** Maschinenfabrik Grevenbroich, Grevenbroich (Rheinl.). Statt in zwei parallelen Ebenen oder gleichachsigen Zylinderflächen sind die Laufradschaufeln b, b_1, in denen die Stromrichtung um 180° umgekehrt wird, in Schaufelkranzflächen a, a_1 (zwei Kegelflächen oder Ebene und Zylinderfläche) angeordnet, die einen rechten oder schiefen Winkel bilden, wodurch die Ueberleitkanäle *d* des Leitrades erheblich kürzer werden und einen kleineren Ablenkungswinkel erhalten.

Kl. 17. Nr. 158789. Kühler, Heizer, Kondensator usw. Hohenzollern A.-G. für Lokomotivbau, Düsseldorf-Grafenberg. Gleichachsige Rohre bilden zylinderförmige Zwischenräume, die in abwechselnder Reihenfolge von den die Wärme austauschenden Stoffen durchströmt werden, und zwar werden die Räume *f* z. B. von Dampf in der Achsenrichtung durchströmt, während das in die Achse *g* eingeleitete Kühlwasser durch schmale Längskanäle *i* (Nebenfigur) aus einem der Zwischenräume *h* in den nächsten gelangt, ihn in entgegengesetzter Richtung durchfließt, beim Zusammentreffen am nächsten Schlitz *i* Wirbel bildet und dadurch einen guten Wärmeaustausch bei geringen Raumabmessungen ergibt.

Kl. 20. Nr. 160141. Gemeinsames Drehgestell für Tender und Lokomotive. Lokomotivfabrik Krauß & Co., A.-G., München. Der Stützpunkt *t* für den Hinterteil der Lokomotive liegt zwischen den Auflagerpunkten des Tenders auf seinen hinteren Achsen und auf dem gemeinsamen Drehgestell, so daß auch bei ganz erschöpften Tendervorräten die Belastung der Tenderachsen nicht unter ein gewisses Maß sinken kann. Der Drehzapfen *o* des gemeinsamen Drehgestelles ist am Lokomotivrahmen senkrecht verschiebbar und dient nicht zur Lastübertragung.

Kl. 35. Nr. 158912. Sicherheitskurbel mit Senkbremse. C. E. Rost & Co, Dresden. Dreht man die Kurbelwelle *c* im Sinne des Hebens, so wird der Schraubenkörper *h* im Deckel des Gehäuses *s* nach rechts geschraubt, drückt die Blattfeder *i* an die lose Scheibe *e*, diese rollt durch ihren Vorsprung *f* das Schraubenband *r* auf, und die steigende Reibung von *r* in *s* nimmt durch Anschläge *a, t* das lose Triebrad *db* mit. Beim Loslassen wird *s* bei *u* gesperrt. Ein kurzes Zurückdrehen von *ch* gibt *e* frei, die sinkende Last dreht die Teile *b, d, r, e*, aber bei Ueberschreitung der zulässigen Geschwindigkeit drücken Ansätze *l* der an *e* gelagerten Fliehgewichte *k* das Band *r* an *s*, und dieses hindert durch Bremsen die weitere Beschleunigung.

Kl. 46. Nr. 158913. Auspuffventilsteuerung. The Westinghouse Machine Company, East Pittsburg (Penns., V. S. A.). Auf der Spindel *s* des Auspuffventiles *v* ist ein Luftbufferkolben *k* befestigt und ein zweiter, mit einer Hohlstange *h* und einer aus Ringplatten gebildeten Bufferfeder *i* verbundener Kolben *l* verschiebbar. Sobald die vom Exzentergetriebe *efg* bewegte Bufferfeder *i* an den Absatz der Spindel *s* trifft, wird *v* gegen den Innendruck der Arbeitsgase geöffnet; beim Rückgange von *ihl* aber wird die Luft zwischen *l* und *k* zusammengedrückt und dadurch *v* nicht nur geschlossen, sondern auch durch weiteres Zusammendrücken der Luft so stark belastet, daß der Unterdruck beim Saughub der Maschine das Auspuffventil nicht öffnen kann. Luftverluste werden durch das Rückschlagventil *r* ersetzt.

Kl. 46. Nr. 158914. Zerstäub- und Mischvorrichtung. J. Wyß, Bern (Schweiz). Beim Saughube der Maschine wird der aus der Düse *a* angesaugte flüssige Brennstoff an der Prallfläche *b* zerstäubt und mit der von *d* her zuströmenden Luft gemischt. Damit nun bei schnellem Gange nicht zu viel Brennstoff angesaugt werde, ist hinter *b* am Stutzen *h* ein Rückschlagventil *e* mit regelbarer Belastung *f* angebracht, das um so mehr geöffnet wird, je schneller die Maschine läuft, wodurch das Mischverhältnis selbsttätig beibehalten wird.

Kl. 47. Nr. 158708. Kreuzgelenkkupplung. E. G. Hoffmann, Dreiskau bei Leipzig. Die Gabeln *g, h* der beiden Wellen endigen in offenen Augen, so daß man einen der Zapfen *z* des Kreuzstückes *k* in schiefer Lage von innen hindurchstecken, dann die andern Zapfen in ihre Lage bringen und die Kugellager *bcd* einbauen kann. Die inneren Laufflächen *a* für die Kugeln *c* sind zylindrisch und haben Ansätze *e* zur Begrenzung der seitlichen Verschiebung.

Kl. 47. Nr. 159185. Wellenkupplung. Ch. Inwood, Gravesend (Engl.). Die Kupplungsmuffe *a* hat federnde, nach innen gerichtete Klauenpaare a_2, deren Zylinderflächen *c* im ungespannten Zustand außerachsig zur Welle *s* liegen und erst durch Eintreiben eines Keiles *b* zwischen a_2, a_2 und Rippe a_1 in die gleichachsige Lage c_1 gebracht werden, wobei *b* gleichzeitig mit einer Schneide *h* in *s* eindringt und dadurch jede Verdrehung verhindert.

Kl. 47. Nr. 159080. Schraubenfeder-Reibkupplung. Ganz & Co., Eisengießerei und Maschinenfabrik-A.-G, Ratibor. Die Schraubenfeder *c* ist, entsprechend der Gestalt der Kupplungshälften *a, b*, innen zylindrisch und außen kegelig gestaltet, so daß sie sich beim Zusammenschieben von *a* und *b* durch den Unterschied der Reibungen schon bei geringem Druck aufrollt und den getriebenen Teil durch Anschläge an *b* mitnimmt.

Kl. 46. Nr. 159184. Gasturbine. O. Deutschmann, London. In den Räumen d aufgespeicherte Druckluft und von b her unter Druck zugeführter Brennstoff werden durch Düsen c in den Heizkörper e eingeführt, bei f entzündet und durch Wasserverdampfungsschirme g, die von h her mit Druckwasser berieselt werden, zu den Leitkanälen i geführt, die sich samt der Brennkammer k in Dichtungen a ausdehnen können, durch den Druck der Arbeitsgase stets nahe an das Laufrad l geschoben und durch den an g entwickelten, die Arbeitsfähigkeit der Gase erhöhenden Wasserdampf gegen Verbrennung geschützt werden.

Kl. 46. Nr. 159066. Turbinendüse. Lord H. de Walden, London, und H. Knudsen, Boston. Die Düse i ist innen schraubenförmig gestaltet oder mit schraubenförmig gewundenen Teilwänden k ausgestattet, so daß sie das Treibmittel zunächst im Achsenraum einer vielstufigen, von innen beaufschlagten Radialturbine in wirbelnde Bewegung versetzt, die dann durch Lauf- und Leitschaufeln in eine strahlig auswärts gerichtete Bewegung umgewandelt wird.

Kl. 47. Nr. 158771. Bremsvorrichtung. L. Busold, Algringen (Lothr.). In einem am Maschinengestell befestigten, durch Schrauben s eingestellten Rahmen r sind die Bremsbacken b wagerecht zwangläufig geführt und ragen mit Keilansätzen b_1 nach außen, wo sie mit entsprechenden Keilansätzen c_1 eines Rahmens c zusammen wirken, der bei c_2 mit einem nach oben wirkenden Druckstempel drehbar verbunden ist, so daß auch beim Abbremsen sehr großer Kräfte (bei umsteuerbaren Walzenstraßen usw.) jeder Seitendruck auf die Lagerzapfen vermieden wird.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Ueber Pumpenventile.

Geehrte Redaktion!

In meiner Zuschrift vom 25. April habe ich die Einwände des Hrn. Klein gegen meine Veröffentlichung in Z. 1904 S. 1093 widerlegt. Hr. Klein hat meinen Beweis, daß er mir irrtümlicherweise eine Behauptung unterstellt hat, die ich nicht gemacht habe, nicht verstanden, denn er hat nicht erkannt, daß ich unter der Bezeichnung $h_u - h_o$ etwas ganz andres verstehe als er selbst. Ich verstehe unter h_u die vom Wasserstrom auf die Unterfläche des Ventiles ausgeübte Gesamtkraft, geteilt durch die Ventilfläche, h_u ist der Mittelwert der auf die Flächenelemente wirkenden Kräfte, und es stellt demnach $f(h_u - h_o)\gamma$ die resultierende Kraft dar, mit welcher der Wasserstrom das Ventil nach aufwärts drückt. Daß diese Kraft gleich der Ventilbelastung ist, kann niemand bezweifeln. An der Gleichung $f(h_u - h_o)\gamma = G + F$ ist also nichts zu bemängeln.

Weiter hat Hr. Klein die von mir aufgestellte Beziehung

$$c = \sqrt{2g\frac{G+F}{f\gamma}}\,; \quad \frac{c^2}{2g} = \frac{G+F}{f\gamma}$$

beanstandet, weil sie noch nicht durch Versuche bestätigt sei.

Hr. v. Bach hat vor 20 Jahren durch Versuche mit 9 verschiedenen Ventilen, unter welchen auch das von mir gebrauchte Tellerventil war, die Beziehung

$$\frac{G+F}{f_1\gamma} = \zeta_1\frac{c_1^2}{2g}\,; \quad c_1 = \sqrt{\zeta_1}\sqrt{2g\frac{G+F}{f_1\gamma}}$$

ermittelt. Hierin bedeutet f_1 den Querschnitt der Ventilsitzöffnung, c_1 die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unter dem Ventil ankommt und ζ_1 einen Berichtigungskoeffizienten, welcher von der Ventilkonstruktion abhängt und für den gleichen Ventilhub konstant ist. Die Gleichung spricht aus, daß für den gleichen Ventilhub die Ventilbelastung proportional ist dem Quadrat der Geschwindigkeit c_1, mit welcher das Wasser unter dem Ventil ankommt.

Nun ist aber die Spaltgeschwindigkeit c_2 proportional der Geschwindigkeit c_1, denn die Spaltmenge ist gleich der Wassermenge, welche unter dem Ventil ankommt, es gilt daher auch

$$\frac{G+F}{f_1\gamma} = \zeta_2\frac{c_2^2}{2g},$$

oder wenn man die Ventilbelastung auf die ganze Unterfläche des Ventiles bezieht:

$$\frac{G+F}{f\gamma} = \zeta\frac{c_2^2}{2g}\,; \quad c_2 = \sqrt{\zeta}\sqrt{2g\frac{G+F}{f\gamma}}.$$

Hierin ist ζ wieder ein von der Ventilkonstruktion abhängiger, für den gleichen Ventilhub konstanter Wert. Aus der Gleichung geht also hervor, daß die Ventilbelastung proportional ist dem Quadrat der Spaltgeschwindigkeit.

Auf diesem Gesetz, welches für das auf dem Wasserstrom schwimmende Ventil ermittelt worden ist, beruht meine Ventilberechnung.

Nach dem Vorstehenden bestimmt sich die Spaltmenge aus

$$Q = \alpha\, c_2\, l\, h,$$

wo α den Kontraktionskoeffizienten bedeutet, oder aus

$$Q = \alpha\sqrt{\zeta}\sqrt{2g\frac{G+F}{f\gamma}}\, l\, h.$$

In dieser Gleichung habe ich das Produkt $\alpha\sqrt{\zeta} = \mu$ und den Wert $\sqrt{2g\frac{G+F}{f\gamma}} = c$ gesetzt, so daß die Spaltmenge bestimmt ist aus

$$Q = \mu\, c\, l\, h.$$

Hierbei ist c nicht die wirkliche Spaltgeschwindigkeit. Diese ergibt sich erst durch den Faktor $\sqrt{\zeta}$, welcher die Eigenart der betreffenden Ventilkonstruktion berücksichtigt und in dem Wert μ enthalten ist.

Das Urteil über die Brauchbarkeit des von mir angegebenen Rechnungsverfahrens zur Ermittlung von Ventilgröße und Ventilbelastung überlasse ich den im Pumpenbau tätigen Fachgenossen.

Da Hr. Klein weitere Versuche zu machen und zu veröffentlichen gedenkt, habe ich auf verschiedene Unklarheiten in seiner Abhandlung aufmerksam zu machen.

Zunächst ist hervorzuheben, daß bei Hrn. Klein unter dem Druckverlust $h_u - h_o$ zweierlei zu verstehen ist: Bei den Versuchen mit feststehendem Ventil bezeichnet Hr. Klein mit $h_u - h_o$ den Wasserstand über dem Ventil, also diejenige Druckhöhe, welche zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit aus der Größe null erforderlich ist, während bei den Untersuchungen des Ventiles in der Pumpe Hr. Klein $c = \sqrt{2g\,(h_u - h_o)}$ setzt und sagt (S. 618), daß $h_u - h_o$ der Unterschied der Wasserpressung unter und über dem Ventil ist. Er mißt demnach den Druck vor und hinter dem Ventil mittels des Indikators, also bedeutet hier $h_u - h_o$ diejenige Druckhöhe, welche außer zur Ueberwindung der Widerstände beim Durchgang durch das Ventil nur dazu dient, die Geschwindigkeit, die das Wasser an der Maßstelle bereits hat, in die Spaltgeschwindigkeit umzuändern. Von der Geschwindigkeit des Wassers im Ventilsitz und ihrem Einfluß auf die Größe der Spaltgeschwindigkeit ist überhaupt nirgends die Rede. Diese Geschwindigkeit ist aber keineswegs immer so klein, daß sie vernachlässigt werden kann.

Aus dem gleichen Grund ist auch die Vorstellung, welche Hr. Klein von der Entstehung des Wasserdruckes auf die Unterfläche des Ventiles hat, und auf Grund deren er auf S. 619 ein Integral entwickelt, eine irrtümliche, denn Hr. Klein läßt die Kraft, welche der Wasserstrom dadurch auf die Ventilplatte ausübt, daß er durch sie eine Ablenkung erfährt, ganz außer acht und berücksichtigt nur den Unterschied der Flüssigkeitspressung vor und hinter dem Ventil, indem er glaubt, daß die Druckverteilung an der Unterfläche des Ventiles nur davon abhängt, wie die Umsetzung des Druckes in Geschwindigkeit von innen nach außen erfolgt, und der Mei-

nung ist, daß die in Geschwindigkeit umgesetzte Druckhöhe $\frac{v_s^2}{2g}$ keinen Druck mehr auf die Unterfläche des Ventiles ausübt. Bei einem freien Strahl, welcher gegen eine Platte strömt, ist beim Auftreffen auf die Platte bereits die ganze Druckhöhe in Geschwindigkeit umgesetzt; nach der Vorstellung des Hrn. Klein kann aber der in Geschwindigkeit umgesetzte Teil der Druckhöhe nicht mehr als Ueberdruck auf die Platte wirken, der Druck des Strahles gegen die Platte müßte also null sein, trotzdem übt aber der freie Strahl einen Druck aus. Hr. Klein kommt durch seine Betrachtungen zu dem Ergebnis S. 620: »auf keinen Fall aber kann der ganze Ueberdruck $h_u - h_o$ auf die ganze untere Ventilfläche treffen.« Daß unter der ganzen unteren Ventilfläche hier die Ringfläche von 16 mm Breite zu verstehen ist, geht aus der Entwicklung des Integrals hervor, bei welcher Hr. Klein annimmt, daß bei A die ganze Druckhöhe in Geschwindigkeit umgesetzt ist. Hiernach müßte also die Ventilbelastung immer kleiner sein als die untere Ventilfläche, multipliziert mit $h_u - h_o$. Betrachtet man nun die Versuchsergebnisse Fig. 8 S. 621, so zeigt sich, daß bis zu dem Ventilhub von 0,9 mm gerade das Gegenteil der Fall ist; denn die Ventilbelastung (der auf das Ventil ausgeübte Wasserdruck) ist größer als die Ventilfläche von 16 mm Breite, multipliziert mit der Druckhöhe von 1,1 m. Letzterer Druck ist in Fig. 8 eingetragen, Hr. Klein gibt aber hierzu keine Erklärung. Ebenso haben die Versuche des Hrn. v. Bach bei dem Tellerventil mit Ventilhüben von 3,1 bis 25,6 mm ergeben, daß die Ventilbelastung immer größer war als die Druckhöhe, multipliziert mit der Unterfläche des Ventiles, letztere gerechnet bis zum Eintritt des Wassers in den Spalt.

Das Verhältnis zwischen Druckverlust im Ventil und Ventilbelastung ist je nach der Konstruktion des Ventiles außerordentlich verschieden; man kann also, wenn es sich um die Feststellung dieses Unterschiedes handelt, nicht ein Ringventil mit kegelförmiger Dichtungsfläche untersuchen, um diesen Unterschied für ein Tellerventil zu beurteilen. Dies hat Hr Klein getan, zum Zweck, meine Gleichungen zu prüfen. Hierauf bezog sich meine Bemerkung, daß Hr. Klein einen Irrtum begeht, wenn er glaubt, aus der Untersuchung des Ringventiles mit kegelförmiger Dichtungsfläche auf das Tellerventil schließen zu können.

Wenn Hr. Klein S. 896 hieran anschließend bemerkt, daß ich selbst aus meinen Versuchen mit dem Tellerventil die Berechnung von Ringventilen tatsächlich ableite, so hätte es sich gehört, dabei mit zu erwähnen, unter welcher Begründung und mit welchem ausdrücklichen Vorbehalt dies geschehen ist.

Hochachtungsvoll

Stuttgart, den 10. Juni 1905. H. Berg.

Geehrte Redaktion!

In vorstehender Zuschrift definiert Hr. Berg das von ihm angewendete h_u als den Quotienten aus der vom Wasserstrom auf die Unterfläche des Ventiles ausgeübten Gesamtkraft, geteilt durch die Ventilfläche. h_u ist also nur eine Rechnungsgröße, nicht der tatsächlich auftretende Wasserdruck. Natürlich ist dann der Gesamtdruck gleich h_u mal Ventilfläche. Diese Erklärung steht aber im Widerspruch mit dem Aufsatze des Hrn. Berg, wo Z. 1904 S. 1097 eingeführt wird: »h_u die Wasserpressung unter den Ventilteller in m W.-S.«; sie steht in Widerspruch mit der von ihm auf derselben Seite aufgestellten Gleichung für die theoretische Ausflußgeschwindigkeit:

$$c = \sqrt{2g(h_u - h_o)}.$$

Hierin kann h_u nicht nur eine Rechnungsgröße sein, sondern h_u ist die Wasserpressung in m W.-S. vor Erzeugung der Geschwindigkeit c, h_o diejenige nachher. Als diese Größe hat Hr. Berg das h_u in seinem Aufsatz eingeführt und verwendet, und auch in meinen Zuschriften und Aufsätzen hat das h_u denselben Wert. Wenn Hr. Berg jetzt etwas ganz andres darunter versteht, so muß er zunächst seinen Aufsatz entsprechend berichtigen.

Weiter führt Hr. Berg zum Beweis für seine Gleichung $c = \sqrt{2g\frac{G+F}{f\gamma}}$ die durch Hrn. v. Bach vor 20 Jahren ermittelte Beziehung an: $c_1 = \sqrt{\zeta_1}\sqrt{2g\frac{G+F}{f_1\gamma}}$ an, worin ζ_1 einen Berichtigungskoeffizienten bedeutet. Diese Gleichung ist ebenso richtig wie die in vorstehender Zuschrift daraus abgeleitete:

$$Q = \alpha\sqrt{\zeta_1}\sqrt{2g\frac{G+F}{f\gamma}}\,l\,h.$$

Aber dadurch, daß Hr. Berg nunmehr $\alpha\sqrt{\zeta} = \mu$ setzt, stellt er sich wiederum in Widerspruch zu seinem Aufsatze. Dort wurde μ nicht eingeführt als das Produkt aus α und einem Berichtigungskoeffizienten, sondern als das Produkt aus α und φ (Z. 1904 S. 1136), worin φ eine wissenschaftlich festliegende Größe, nämlich der Geschwindigkeitskoeffizient, ist. Während früher bei Hrn. Berg das μ die Ausflußziffer war, wird es jetzt zum Produkt $\alpha\sqrt{\zeta}$, also zu einem Berichtigungskoeffizienten.

Hr. Berg findet noch Unklarheiten in meiner Abhandlung. Zur Klarstellung hebe ich hervor, daß ich die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unter dem Ventilteller ankommt, zunächst vernachlässigt habe. Bei guten Ausführungen ist diese auch klein, sie beträgt im Mittel etwa 1 m/sk, was einer Druckhöhe von 5 cm Wassersäule entspricht. Ob dieser geringe Druck einen merkbaren Einfluß auf die Ventilbewegung bedingt, wird der Versuch ergeben.

Hr. Berg nimmt an, daß in meinem Aufsatz »unter der ganzen unteren Ventilfläche die Ringfläche von 16 mm Breite zu verstehen ist«. Das steht nirgends in meinem Aufsatze. Die von Hrn. Berg hieraus gezogenen Schlüsse sind also unbegründet. Die Lage des Punktes A (Fig. 5 S. 620) habe ich nur dadurch festgelegt, daß dort das $h_u - h_o$ in Geschwindigkeit umgesetzt sein soll, was an der engsten Stelle des austretenden Wasserstrahles zutrifft. Diese kann an der Grenze der 16 mm oder der 22 mm breiten Ringfläche, oder — was am wahrscheinlichsten ist — zwischen beiden liegen, auch dies könnte noch durch Versuche geklärt werden. Ich habe in meinem Aufsatze für beide Ventilflächen, als die Grenzwerte, gerechnet (vergl. S. 621 Fig. 8). Hr. Berg rechnet in seinem Aufsatze die Sitzfläche mit zur Ventilfläche; tut er das auch für mein Ringventil, so wird er finden, »daß auf keinen Fall der ganze Ueberdruck $h_u - h_o$ auf die ganze untere Ventilfläche trifft«.

Hr. Berg scheint zu glauben, ich hätte meine Versuche nur durchgeführt, um seine Gleichung zu prüfen. Demgegenüber bemerke ich, daß die dafür in Frage kommenden Versuche schon vor seiner Veröffentlichung fertig waren.

Für das von mir untersuchte Ringventil habe ich zweifelsohne nachgewiesen, daß die Gleichung $h_u - h_o = \frac{G+F}{f\gamma}$ unrichtig ist, und ich halte sie auch für alle andern Ventile so lange für unrichtig, als sie nicht durch einwandfreie Versuche bestätigt ist.

Hannover, den 16. Juni 1905. L. Klein.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

Klemperer: Versuche über den ökonomischen Einfluß der Kompression bei Dampfmaschinen.

Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Stahlguß bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 28. **Sonnabend, den 15. Juli 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

(hierzu Textblatt 7)

Die Treskow-Brücke zu Oberschöneweide bei Berlin.

Von **Karl Bernhard**, Regierungsbaumeister und Privatdozent in Charlottenburg.

(hierzu Textblatt 7)

I. Einleitung.

Dank den Niederlassungen verschiedener großindustrieller Firmen Berlins ist an dem rechten Ufer der Spree oberhalb Berlins die Gemeinde Oberschöneweide seit ihrer Gründung im Jahre 1898 von 2000 Einwohnern bis 1904 auf über 12000 Einwohner gewachsen; die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft beschäftigt allein nach ihrem letzten Jahresbericht hier gegen 4700 Menschen. Eine weitere schnelle Entwicklung dieses jüngsten Berliner Vorortes ist mit Sicherheit zu erwarten. Die im Mittel 150 m breite Spree, vergl. Fig. 1, trennt ihn jedoch von Niederschöneweide und dessen Bahnhof, der den Eisenbahnverkehr mit Berlin vermittelt. Eine hölzerne Brücke aus den achtziger Jahren, welche den durch die Spree getrennten Kreisen Teltow und Nieder-Barnim gehört, liegt rd. 540 m stromab und genügt, ganz abgesehen von ihrer Bauart, auch infolge ihrer Lage den örtlichen Verhältnissen nur wenig, s. Fig. 1, weil sich der Ort Oberschöneweide von hier aus an etwa 3 km Uferlänge stromaufwärts entwickelt hat. Der 1897 erbaute Kaisersteg[1]) kommt nur den Fußgängern von und nach den weiter stromauf gelegenen Ortsteilen zustatten.

Die Aufteilung eines Fabrikgeländes zwischen Bahnhof Niederschöneweide und Spree durch die Industrieviertel-Berlin-Tempelhof-Gesellschaft bot die günstigste Gelegenheit, die Spree in der Verlängerung der Edisonstraße zu Oberschöneweide zu überbrücken und dadurch die erwünschte kürzeste Verbindung zu erhalten. Nachdem sich diese Gesellschaft zur Herstellung der Brückenrampe auf ihrem Gelände verpflichtet hatte, betraute mich die Gemeindevertretung im Januar 1903 mit der Aufstellung eines Entwurfes, den sie im Juni 1903 aus eigenen Mitteln so schnell wie möglich unter meiner Leitung auszuführen beschloß.

Fig. 1. Lageplan.

II. Baubedingungen.

1) Die Wasserbauverwaltung stellte die Forderung, daß für die überaus lebhafte und im Sommer namentlich durch den Verkehr der Berliner Vergnügungsdampfer stark beanspruchte Wasserstraße eine Breite von mindestens 70 m und eine Höhe über dem auf + 33,04 N. N. liegenden Hochwasser von 4,5 m in der Mittelöffnung vorhanden sei (d. s.

[1]) s. Zeitschrift für Bauwesen 1900.

5,26 m über Normalwasser), daß ferner an den Ufern das Anlegen und Bewegen der Schiffe nicht gehindert werde und deshalb bis 6 m von der Uferlinie eine Höhe von mindestens 3,5 m über H. W. freibleibe. Die Oeffnungen durften während der Ausführung nicht gleichzeitig mit Gerüsten gesperrt werden. In der Mitte waren auf jeden Fall zwei Durchfahrtöffnungen von je 14 m Breite und 4 m Höhe über Normalwasser auszusparen, die Pfeiler waren möglichst in die Richtung des Stromes zu stellen und mit besondern Dalben zur Abweisung der Schiffe zu umgeben, die Brücke auch mit Signallichtern für die Schiffahrt auszustatten.

2) In statischer Hinsicht wurde auf meinen Vorschlag folgendes zugrunde gelegt.

A) Belastungsannahmen.

Eigenlasten: 1 cbm Beton		2,2 t
1 » Asphalt		1,5 »
1 » Flußeisen		7,85 »

Verkehrslasten:

I. Für die Fahrbahn:

a) Wagen mit 10 t Achsdruck, 3 m Achsstand und 1,4 m Spurweite, daneben Wagen mit 6 t Achsdruck und 3,5 m Achsstand; oder

b) Dampfwalze von 23 t Gewicht, 1 m breites Vorderrad = 10 t, 2 Hinterräder von 0,50 m Breite in 2,75 m Achsentfernung mit 1,50 m mittlerem Radstand.

II. Für die Hauptträger:

a) 400 kg/qm über Gehwege und Fahrbahn gleichmäßig verteilt;

b) Winddruck 250 kg/qm bei unbelasteter, 150 kg/qm bei belasteter Brücke mit einem Verkehrsbande von 2,5 m Höhe;

c) ungleichmäßige Erwärmung durch Sonnenbestrahlung der über und unter der Fahrbahn gelegenen Eisenteile um 10° C. Für die Ausdehnungsvorrichtungen sollen Wärmeschwankungen von 30° unter und über Aufstellungstemperatur in Rechnung gestellt werden.

III. Für die Gehwege:

400 kg/qm und ein wagerechter Druck von 100 kg/m an der Oberkante des Geländers.

B) Zulässige Inanspruchnahmen.

1) Für Fahrbahn und Gehwege:

Längs- und Querträger sowie Belageisen $\sigma = 800$ kg/qcm; Scherspannung $\sigma_s = 700$ kg/qcm; Stauchdruck der Niete $\sigma_l = 1400$ kg/qcm.

2) Für die Hauptträger:

Bei Eigen- und Verkehrslast $\sigma = 1000$ kg/qcm; unter Rücksicht auf den Winddruck = 1200 kg/qcm; für ungünstigstes Zusammentreffen von Eigen- und Verkehrslast mit Wind und ungleichmäßiger Erwärmung = 1400 kg/qcm; für die Nietverbindungen der Hauptträger: Scherspannung $\sigma_s = 1000$ kg/qcm, Stauchdruck $\sigma_l = 2000$ kg/qcm.

Für die Ausführung und die Eigenschaften der Baustoffe des eisernen Ueberbaues waren die »Besondern Vertragsbedingungen für die Anfertigung, Lieferung und Aufstellung von größeren zusammengesetzten Eisenkonstruktionen« des preußischen Ministeriums der öffentlichen Arbeiten, Runderlaß vom 25. November 1891, maßgebend.

3) Die Gemeinde wünschte eine Breite von 7,5 m für den Fahrdamm, auf welchem zwei normalspurige Straßenbahngleise einzubauen waren. Dem lagen folgende Erwägungen zugrunde:

Die Baukosten einer Brücke wachsen mindestens in gleichem Verhältnis mit ihrer Breite; eine sachgemäße Breitenfeststellung ist also von grundlegender Bedeutung. Mißgriffe nach dieser Richtung stellen bei einem Zuviel volkswirtschaftlich totes Kapital mit fruchtloser Steigerung der Unterhaltungskosten, bei einem Zuwenig einen nicht minder großen Verlust dar, weil nachträgliche Verbreiterungen namentlich bei eisernen Brücken, wenn überhaupt möglich, unverhältnismäßig hohe Kosten erfordern. Um ein Urteil über die notwendige Fahrbahnbreite für Brücken zu erhalten, muß man den Fahrverkehr in einzelnen Bahnen — gleichviel, ob auf Gleisen oder nicht — sich bewegend denken. Vergegenwärtigt man sich, daß im Gegensatz zu bebauten Straßen kein Bedürfnis vorliegt, Fuhrwerke längere Zeit vor dem Bürgersteig halten zu lassen, so ist die dreibahnige Breite des Fahrdammes für den größten Verkehr ausreichend. Die beiden Gleise für eine Straßenbahn würden dann auf der Brücke zunächst den Gehwegen liegen müssen, denn nur so bleibt im allgemeinen eine zweibahnige Breite für die Begegnung eines Straßenbahnwagens mit den übrigen Fuhrwerken übrig. Lägen die Gleise bei dreibahnigen Fahrdämmen in der Mitte, so wäre ja nur einem Fuhrwerk die Begegnung möglich, und bei Begegnung zweier Straßenbahnwagen hätte das dritte Fuhrwerk keinen Platz mehr. Ferner ist auch auf alle Fälle zu empfehlen, die Gleise sofort auf der Brücke zu verlegen, wenn auch nicht gleich eine Verwendung dafür vorliegen sollte, da das Aufbrechen des Pflasters auf der Brücke beim nachträglichen Einlegen große Störungen und Mehrkosten verursacht.

Die größte Ladebreite ist ortspolizeilich festgelegt; sie überschreitet in Berlin nicht 2,5 m. Die größte Breite eines Straßenbahnwagens beträgt 2 m. Eine Fahrdammbreite von 7,5 m zwischen den Bordsteinen genügt also vollauf, da ja für die Ladebreite noch der Raum zwischen den etwa 30 cm zurückstehenden eisernen Trägern hinzukommt, das lichte Maß also 8,1 m beträgt. Man stelle sich vor, daß sich für gewöhnlich ja nur zwei Verkehrszüge auf der Brücke bewegen, die dritte Breite also nur als Rückhalt für Ueberholung oder bei Verkehrshindernissen dient. Wie die folgende Zusammenstellung zeigt, hat die große Hamburger Elbbrücke deshalb sogar nur 7 m Fahrdammbreite erhalten, und diese Breite hat sich derart ausreichend erwiesen, daß man später die große Elbbrücke bei Harburg auch nur mit 7 m Fahrdammbreite angelegt hat. Ein dringendes Bedürfnis für 7,5 m Breite des Fahrdammes lag meines Erachtens auch hier nicht vor.

	erbaut	Fahrdamm m	Bürgersteig m
Elbbrücke bei Hamburg	1890	7,00	2,00
» » Harburg	1898	7,00	1,50
Rheinbrücke bei Worms	1899	6,5	2,00
» » Bonn	1899	6,65	3,00
» » Kehl	1898	7,00	—
Waterloobrücke in London	—	7,96	—

Wenn die Straßenbrücken innerhalb Berlins meist eine vier- oder gar sechsbahnige Fahrbahnbreite aufweisen, so hat das seinen Grund darin, daß man angesichts der geringen Längen (meist nicht über 50 m) die anschließende Straßenteilung zwischen den Geländern ohne weiteres durchgeführt hat.

Die Bürgersteige sollten noch 2,5 m breit werden. Infolge der gewählten Bauart ist dieses Maß in den Seitenöffnungen sogar auf 3,5 m vergrößert. Meine Absicht, die Breite in den Seitenöffnungen der freien Fahrbahn wegen einzuschränken, ist infolge des Wunsches der Gemeindeorgane, die Geländer in gerader Flucht durchzuführen, nicht ausgeführt, obwohl auch hier mit vollem Recht noch 160 qm Brückengrundfläche ohne Nachteil hätten gespart werden können.

III. Allgemeine Darstellung des Bauwerks.

1. Lage. Die Brückenachse liegt in geradliniger Verlängerung der früheren Halskestraße (jetzt Edisonstraße genannt) in Oberschöneweide und kreuzt die Spree unter einem Winkel von 71° 10'; die Pfeilerrichtung entspricht dabei ungefähr der Stromrichtung, die in die Hypotenuse des rechtwinkligen Dreiecks fällt, dessen eine Kathete gleich der Fachwerkteilung der Hauptträger ($\lambda = 3$ m), dessen andre Kathete gleich dem Abstand der Hauptträger ($b = 8,8$ m) ist. Die beiden Hauptträger sind nämlich um ein Feld gegeneinander verschoben, so daß sich die rechtwinklige Querträgeranordnung zwanglos über die Strompfeiler hinwegführen läßt, was später noch näher erörtert werden soll. Vom Treffpunkt der Brückenachse mit dem linken Spreeufer schwenkt

die neue Straße auf dem Gelände der Industrieviertel-Gesellschaft ein wenig von der Brückenrichtung ab und führt geradlinig unmittelbar auf den Vorplatz des Bahnhofes Niederschöneweide.

2. Höhe. Infolge der wasserbaupolizeilichen Vorschriften liegt der Brückenscheitel bei einer Bauhöhe von 1,34 m auf + 38,889 N.N.; s. Fig. 2; nach beiden Seiten verläuft die Fahrbahn auf eine Länge von 26,6 m in einer flachen Parabel mit 0,19 m Pfeil, die beiderseitig tangential in das Gefälle von 1:70 auf der Brücke übergeht und sich auf der Brückenrampe der Edisonstraße in ein Gefälle von 1:40 fortsetzt, so daß der Rampenfuß vor der Kreuzung mit der Wilhelminenhofstraße angelegt werden konnte. Der Niederschöneweider Rampe konnte das schlanke Gefälle von 1:130 m gegeben werden, mit dem Fußpunkt vor der Berliner Straße.

3. Spannweiten. Entsprechend einer Länge von 155 m zwischen den Uferpunkten in der Brückenachse sind die Endstützpunkte des Ueberbaues in 153 m Entfernung — 51 Fachwerkfeldlängen von je 3 m — gelegt, und dementsprechend die Stützweite der Mittelöffnung auf 78 m — 26 Feldlängen — und die der beiden Seitenöffnungen auf je 37,5 m — $12\frac{1}{2}$ Feldlängen — festgesetzt. Die Brückenlänge ist dann noch um eine Landöffnung von 6 m Breite vergrößert, in welcher die von der Gemeinde Oberschöneweide geforderte Uferstraße herläuft.

4. Gestaltung des Bauwerks. Der gute Baugrund befindet sich nach den Bohrergebnissen beim linken Landpfeiler auf + 30,00 m N.N., beim linken Strompfeiler auf + 27,50, beim rechten Strompfeiler auf + 26,50 m (hier also 12,5 m unter Fahrbahnscheitel), beim rechten Ufer und beim rechten Landpfeiler auf + 29,50 m. Wie bei den meisten Berliner Brückenbauten besteht der Baugrund aus reinem mittelscharfem Sand und geht allmählich in schärfere kiesige und steinige Schichtung über. Bei den erforderlichen Spannweiten erschien es nicht ratsam, eine Bauart zu wählen, bei welcher der Baugrund von größeren Seitenkräften beansprucht wird, sondern es war danach zu streben, ihn möglichst gleichmäßig zu belasten. Deshalb konnte nur eine Bauart mit senkrechten Stützendrücken in Frage kommen. In der Mittelöffnung ist das Tragwerk als Fachwerkbogen über der Fahrbahn angeordnet. Der Untergurt läuft mit Rücksicht auf Ersparnis an Pfeilerbauten so tief wie möglich, nämlich auf + 34,40 m N.N. oder 1,36 m über Hochwasser und nur 6,90 m über Bausohle bei den festen Stützpunkten, mit den Unterkanten der Seitenöffnungen im Auflagerpunkt zusammen, und der Obergurt steigt bis zu einer Höhe von 8,50 m über der Fahrbahn an, damit eine mittlere Queraussteifung noch reichlich Platz über der Fahrbahn findet. Die Bogenhöhe im Scheitel beträgt 2 m, also etwa $^1/_{40}$ der Spannweite. Unmittelbar unter der Fahrbahn verläuft ein Zugband, um den Bogenschub aufzunehmen. In der Seitenöffnung ist das gesamte Tragwerk unterhalb der Fahrbahn angeordnet, da es keine besondere Schwierigkeiten bot, in der Nähe der Ufer die Hauptträger nicht viel höher als die Querträger zu machen. Während der Obergurt so dicht unter den Fußwegen verläuft, wie nur möglich (s. Fig. 3), steigt der Untergurt vom Auflager der Strompfeiler als schlanker einhüftiger Bogen mit steigender Tangente nach den Landpfeilerauflagern empor und gewährt somit dem Wasserverkehr, entsprechend den erwähnten Wünschen der Wasserbauverwaltung, vor den Ufern die erforderliche Durchfahrthöhe. Am Endauflager ist der Hauptträger 1,10 m hoch; in 6 m Abstand davon hat er bei 1,35 m Gurtabstand eine lichte Höhe über Hochwasser von 3,50 m, während er in einer Entfernung von 1,5 m vor dem Auflager 3,756 m hoch ist. Von diesem Punkt aus steigt der Obergurt der Mittelöffnung empor, um über dem Auflager selbst möglichst viel Trägerhöhe zu erzielen, die auf diese Weise auf 4,709 m gebracht ist. Infolgedessen beträgt die wagerechte Länge des gekrümmten Obergurtes 81 m, ist also um 3 m — gleich einer Fachwerksfeldlänge — größer als die eigentliche Stützweite.

Auf den vorstehend dargestellten Grundlagen baut sich die geometrische Gestaltung der Hauptträgergurte auf. Die Obergurte sind als Kettenlinien für eine Belastung ausgebildet, welche nach den Enden geradlinig zunimmt. Das Belastungsgesetz[1]) des Obergurtes geben die Zahlen 14, 14, 14, 14, 14, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, das Belastungsgesetz des Untergurtes die Zahlen 10, 10, 10, 10, 10, 10, 11, 13, 16, 20, 25, 31. Nach diesem von Müller-Breslau angegebenen Verfahren gestaltet sich die geometrische Berechnung aller Knotenpunkte und die Längenberechnung aller Stäbe, Hebelarme, Gurtschnittpunkte und was sonst noch an geometrischen Maßen für die statische Berechnung erforderlich ist, wesentlich einfacher als bei jeder andern Formbildung. Ein weiterer Vorzug dieses Verfahrens ist praktisch der, daß man mehrere geometrische Bedingungen, im vorliegenden Falle die Rücksichtnahme auf die Lage der Knotenpunkte, an welche die Zugbänder angeschlossen werden, leichter erfüllen kann. Auch die Verbesserung der Linienführung nach schönheitlichen Gesichtspunkten wird dem Entwerfenden leicht.

Fig. 2. Höhenplan.

Die Füllungsglieder in der Mittelöffnung sind als Pfostenfachwerk mit 3 m Feldweite angeordnet. In der Seitenöffnung ist ein Strebenfachwerk von gleicher Länge mit Zwischenpfosten eingebaut. Die Hängepfosten, an denen die Fahrbahn der Mittelöffnung hängt, sind in gleichen Abständen wie die Querträger, gleich dem doppelten Abstand der Feldlängen (6 m), angeordnet. Nun sind aber, wie oben erwähnt, infolge der Schiefe der Brücke die Hauptträger

[1]) **Müller-Breslau, Statik, I. 3. Aufl. S. 427; Bernhard, Zentralblatt der Bauverwaltung 1900.**

Fig. 3

um 3 m gegeneinander versetzt, während die Querträger der Einfachheit wegen normal zur Brückenachse angeordnet sind. Es muß also hierdurch eine unsymmetrische Anordnung der Hängepfosten entstehen. Die mittelsten Hängepfosten Z_{26} bezw. Z_{26}' liegen 1,5 m seitlich von der Brückenmitte bezw. vom Bogenscheitel (vgl. Fig. 3 und 4), der äußerste Hängepfosten (Z_{16}) auf der linken Seite 3 m vom Zugbandende (15) entfernt, während rechts der entsprechende Hängepfosten bezw. Querträger auf 17', d. h. 6 m vom Zugbandende (15') liegt. Die linke Hälfte des vorderen Hauptträgers entspricht geometrisch genau der rechten Hälfte des hinteren Trägers und die rechte Hälfte des vorderen Trägers der linken des hinteren. Wie die Querträger gespannt sind, geht aus dem Grundriß, Fig. 4, deutlich hervor, z. B. zwischen Punkt 16 und 17'. Im Scheitel liegt der mittelste Querträger zwischen 26 und 26, so daß tatsächlich in der Brückenachse die Querträgermitte 26/26 auch in die Brückenmitte fällt; von hier aus hat eben die Querträgerteilung stattgefunden. Die aus dieser Querträgeranordnung hervorgehende Unsymmetrie in der Hauptträgerform ist jedoch unauffällig. Schon bei der Betrachtung der Zeichnungen, und noch viel mehr des fertigen Bauwerkes, habe ich wiederholt festgestellt, daß auch Fachleuten nichts Unsymmetrisches in der Hauptträgerform aufgefallen ist, daß sie die unsymmetrische Stellung der Hängepfosten, namentlich des mittleren seitlich vom Bogenscheitel, vielmehr erst erkannt haben, nachdem ihnen diese Eigenart sehr eingehend erläutert und begründet worden ist. Und doch sträubt sich mancher Entwerfende vor derartigen konstruktiv durchaus berechtigten Mitteln, weil er besorgt ist, die Unsymmetrie könnte auffallen und ihm als Schönheitsfehler vorgehalten werden. Man darf eben nicht vergessen, daß bei den großen Linien im Brückenbau, namentlich wenn wir sie noch in dem perspektivisch verschobenen Bilde des fertigen Bauwerkes sehen, derartige Ungleichheiten nicht zu erkennen sind, die Beschauer also auch nicht beunruhigen können. Bei der Schiefe der Brücke war aber dieses Mittel sehr berechtigt, weil hierdurch sämtliche Querträger rechtwinklig an die Hauptträger angeschlossen und demnach die ganze Fahrbahn gleichartig und in allen Einzelheiten genau wie bei einer geraden Brücke durchgebildet werden konnte. Auch das Quergefälle der Fahrbahn ist normal zur Brückenachse symmetrisch angeordnet, trotzdem sich hierdurch bei der Gestaltung der Hauptträgerteile unmittelbar unter der Fahrbahn (Zugband in der Mittelöffnung und Obergurt in der Seitenöffnung) wiederum neue Ungleichheiten ergeben haben. Die Gleichmäßigkeit der Fahrbahnkonstruktion und ihrer rechtwinkligen Anschlüsse ist aber konstruktiv wesentlich wichtiger als die kleine Unsymmetrie in den Hauptträgern. In den Seitenöffnungen sind die Querträger zwischen besondern Zwischenpfosten gespannt, die in den unteren wie in den oberen Knotenpunkten des Strebenfachwerkes angeordnet worden sind. Hier ist nämlich ein Strebenfachwerk bevorzugt, weil es entschieden besseren Eindruck infolge des vorwiegend wagerechten Verlaufes der Gurte macht, während im mittleren Bogen mit seinen von der Wagerechten stark abweichenden Gurtrichtungen die nach der Mitte zu fallenden Schrägen einen ruhigeren Verlauf darbieten als etwa die Zickzackführung der Streben in den rhombisch stark verschobenen Gefachen. Das Pfostenfachwerk mit einfachen gleichgerichteten Schrägen erstreckt sich jedoch nur bis zu den Pfosten an den Enden der Zugbänder, welche je $4^1/_2$ m von den Auflagerpunkten entfernt sind (15, 15'). Die Querträger haben 3 m Abstand; diejenigen, welche durch die Schnittpunkte der Brückenachse mit den Strompfeilermitten gehen, treffen die Hauptträger in 1,5 m Abstand von den Auflagern. Es sind deshalb in Fahrbahnhöhe keine Knotenpunkte senkrecht über den Auflagern angeordnet, also keine Auflagerpfosten nötig, sondern nur die Schrägen D_{13} und D_{14} (s. Fig. 3). Im Auflagerpunkt laufen infolgedessen 4 Schrägstäbe fächerartig unter nahezu gleichen Winkeln zusammen. Durch sie sind drei Gefache begrenzt, von denen das mittlere über dem Stützpunkt 3 m, die beiden benachbarten 4,5 m breit sind. In diesen drei Gefachen befinden sich keine senkrechten Pfosten. Hier sind die Querträgeranschlüsse in besonderer Weise hergestellt, bei 14 und 12' nämlich durch kurze versteifte Hängebleche; s. Fig. 39.

Wie unter Va) noch näher erläutert werden soll, bilden die Hauptträger **durchlaufende Balken auf 4 Stützen**, deren mittlerer Teil als Bogen mit Zugband ausgebildet ist. Sie sind **dreifach statisch unbestimmt**, jedoch nur für die beweglichen Lasten, da sie während der Aufstellung und der Ausführung der Fahrbahn als Gerberbalken wirken sollten. Erst nach völliger Fertigstellung der Fahrbahn wurde der Stab gegenüber den Gelenken fest angeschlossen.

Die Ausbildung der Hauptträger überhaupt als Gerber-

Bernhard: Die Treskow-Brücke zu Oberschöneweide bei Berlin.

Aufstellung des eisernen Ueberbaues, vom linken stromab gelegenen Ufer aus gesehen.

Gesamtansicht von stromabwärts.

Gesamtansicht vom rechten Ufer aus.

und 4.

balken, um zwei statische Unbestimmtheiten zu vermeiden, ist natürlich in reifliche Erwägung gezogen und vor allem der Eisenaufwand beider Trägerarten in Vergleich gebracht worden. Das Ergebnis der Gewichtberechnungen war, daß bei durchgehenden Trägern nur eine Ersparnis von etwa ²/₃ vH für die Hauptträger erzielt wird; dazu kommt noch die Ersparnis durch Vermeidung der Gerbergelenke und der Fugenbildung (doppelte Querträger) innerhalb der Mittelöffnung bei den durchgehenden Trägern. Aber diese verhältnismäßig kleine Kostenersparnis hat nicht den Ausschlag gegeben, den durchgehenden Träger zu bevorzugen, sondern die größere Steifigkeit in den Seitenöffnungen. Nach eingehenden Berechnungen würde nämlich die größte Durchbiegung bei Verkehrslasten nur etwa 0,6 der entsprechenden Durchbiegung beim Gerberbalken betragen. Erwägt man dann noch, daß die beim Gerberbalken unvermeidlichen Fugen in der Fahrbahn der Mittelöffnung für den Verkehr und die Unterhaltung des Pflasters einen schweren Uebelstand dauernd herbeiführen, so wird man die Wahl des durchgehenden Trägers im vorliegenden Fall als vollständig gerechtfertigt anerkennen. Der Einfluß geringer Stützensenkungen, der bekanntlich bei durchgehenden Balken eine ungünstige Rolle im allgemeinen spielt, ist in der Berechnung eingehend berücksichtigt und, wie später angegeben, nur als unbedeutend ermittelt. Ueberdies ist er durch die gewählte Aufstellungsart der Eisenkonstruktion sowie durch die Verminderung der Bodenpressungen und namentlich durch möglichste Vermeidung exzentrischer Bodenpressungen tunlichst unschädlich gemacht, somit bei dem vorliegenden Baugrund ungleichen Stützensenkungen nach Möglichkeit vorgebeugt, was auch die bisherigen Beobachtungen durchaus bestätigt haben.

Feste Lager sind nur auf dem linken Strompfeiler angeordnet, alle übrigen Lager sind beweglich. Das rechte Brückenende stützt sich auf die Ufermauer mit Pendelpfeilern, die Seitenöffnung und Uferstraße trennen. Eine Verankerung der Trägerenden mit dem Mauerwerk ist aus Sicherheitsgründen vorgesehen, trotzdem bei der ungünstigsten Belastung kein Zug auftritt. Es ist dabei der Möglichkeit Rechnung getragen, daß die Mittelöffnung mit der anderthalbfachen Nutzbelastung gefüllt ist, während die Seitenöffnungen leer sind, ein Fall, der in der Zukunft somit ohne gefährliche Ueberanstrengung des Materials nicht völlig ausgeschlossen zu sein braucht.

Der Windverband ist an den Brückenenden unmittelbar auf den Endpfeilern gelagert, so daß die wagerechten Windkräfte hier vom Mauerwerk mittels entsprechend ausgebildeter Windauflager aufgenommen werden können; infolgedessen haben die Endauflager der Hauptträger sowie die Pendelsäulen nur senkrechte Kräfte aufzunehmen. Die Windstreben bestehen aus 2 ⊏-Eisen, die etwa in Höhe der Schwerlinien an die Hauptträgeruntergurte in den Seitenöffnungen angeschlossen sind. Dadurch soll auch zugleich erreicht werden, daß die Windstreben nicht in unvorteilhafter Weise aus den Umrißlinien der Untergurte hervortreten. Der Windverband ist also durch den Hauptträger vollständig verdeckt. In der Seitenöffnung bildet der Hauptträger-Untergurt, in der Mittelöffnung die Zugbänder die Windgurtungen.

Nach vorstehender Darstellung bilden also die Hauptträger mit ihrem kräftig gegliederten Fachwerk, das sich, in den Seitenöffnungen unter der Fahrbahn in geringster Stärke über den hochgelegenen Endstützpunkten beginnend, in schlanken Umrißlinien nach den eben über dem Wasserspiegel gelegenen Stützpunkten auf den Strompfeilern senkt und sich von hier aus in der mehr als doppelt so weiten Mittelöffnung mit fast gleichmäßig starkem Bogen hoch über der Schiffahrtstraße wölbt, mit ihrer von Ufer zu Ufer zusammenhängenden, geschlossenen Linienführung die eng an die Bedürfnisse der verschiedenen Oeffnungen angepaßte Eigenart und das kennzeichnende Gepräge der ganzen Brückenanlage (s. Textblatt 7). In architektonischer Hinsicht habe ich mir deshalb angelegen sein lassen, das Ingenieurbauwerk nicht durch viel kleinliches, in seiner Zweckbestimmung unbegründetes Beiwerk zu beladen, den Eindruck vielmehr durch eine gefällige Formgebung der Konstruktionsteile selbst, z. B. bei den Hängepfosten, zu heben, was nur geringe Mittel erfordert hat.

Den Geländern sind nicht bloß aus Sparsamkeitsgründen möglichst einfache Schmiedeformen gegeben, sondern auch, um die Gesamtwirkung nicht zu beunruhigen. Auf die Flügelmauern der Endpfeiler sind kräftige steinerne Brüstungen mit Lichtträgern gesetzt; dadurch sind die Brückenzugänge ohne Einschränkung der Nutzbreiten, ohne verkehrsperrende Portalbauten hinreichend betont. Gußeiserne Lichtmasten stehen über den Strompfeilern, wo die Bogen der Mittelöffnung aus der Fahrbahn emporsteigen.

In völliger Unabhängigkeit steht neben dem Brücken-

ende auf der Oberschöneweider Seite in Verbindung mit einer Bank eine kräftige Säule mit einer großen eisernen Laterne über dem Schaft, welche den Zweck hat, die nach der Uferstraße führende Treppenanlage nebst einer zukünftigen Dampfschiff-Anlegestelle zu beleuchten (s. Textblatt 7). Der Säulenschaft ist hohl, um die elektrische Lampe im Hohlraum herabziehen und von einer Seitentür aus bedienen zu können. Diese zugleich als Denkstein für die Erbauung der Brücke in weißem schlesischem Granit errichtete Anlage hat ein ihrem Baustoff entsprechendes schlichtes monumentales Gepräge erhalten.

IV. Der Unterbau.

Die allgemeinen Gesichtspunkte für die Gestaltung des Unterbaues sind im Abschnitt III bereits angegeben. Da die Sohlenabmessungen schon bestimmt werden mußten, ehe der Ueberbau vollständig berechnet und durchgearbeitet war, so mußte die erste vorläufige statische Berechnung des Ueberbaues unter möglichst ungünstigen Annahmen der Gestaltung des Unterbaues zugrunde gelegt werden, um unter allen Umständen nicht zu knapp zu greifen.

Fig. 5. Linker Landpfeiler.

Fig. 6. Rechter Landpfeiler.

Der linke Landpfeiler, Fig. 3 und 5, ist so gestaltet, daß er beim größten Auflagerdruck nur eine Bodenpressung von 2,1 kg/qcm erzeugt; dementsprechend ist die Lage der Auflager des Haupttragwerkes gewählt, indem nämlich die Betonsohle entsprechend dem Erddruck der Hinterfüllung nach dem Wasser zu vorgeschoben ist. Die eigentlichen Tragpfeiler, *P* in Fig. 5, sind aus dem Mauerwerk rechtwinklig zur Brückenrichtung hervorgeholt und vollständig mit Granit bekleidet. Zwischen beiden verläuft die Pfeileröffnung parallel zur Stromrichtung, außerhalb normal zur Brückenrichtung. Die Flügelmauern schließen sich entsprechend der besondern Lage von Ufern und Straßen an. Diese in die Brückenansicht tretenden Mauern sind gleichfalls mit Granit verblendet, dessen Schichten abwechselnd 35 und 50 cm tief einbinden, während die übrigen Mauerteile mit roten Ziegeln verkleidet sind, von denen je 5 Schichten 25 bezw. 38 cm tief einbinden. Der Mauerkern besteht vollständig aus Stampfbeton im Mischungsverhältnis von 1 Teil Zement zu 6 Teilen Kies. Nur die oberen schwächeren und durch viele Leitungen und Werkstücke unterbrochenen Mauern sind aus Ziegeln hergestellt. Die Gründung erfolgte auf Beton zwischen 12 cm starken Spundwänden; die vordere Spundwand ist nicht unter Wasser abgeschnitten, sondern stehen geblieben, mit einem Holm abgedeckt und bis + 33,30 N. N. — d. i. die bestehende Uferhöhe — hinterfüllt, so daß man bei Bedienung der anlegenden Schiffe nötigenfalls noch vor dem Landpfeiler vorbei gehen kann. Die hinteren Enden der Flügelmauern sind aus den Fundamenten übergekragt. Die übrigen Einzelheiten gehen aus Fig. 5 hervor. Die hinteren Begrenzungsflächen sind möglichst glatt gehalten und in den oberen Teilen mit Goudron gestrichen. Das Material ist überall nur äußerst mäßig beansprucht.

Der rechte Uferpfeiler, auf welchem die Pendelstützen stehen, und der benachbarte Landpfeiler sind ähnlich dem eben beschriebenen linken Landpfeiler ausgebildet; es sei auf Fig. 3 und 6 verwiesen. Der rechte Landpfeiler ist mit Rücksicht auf die Durchfahrt am Ufer und im Hinblick darauf, daß er nur die Fahrbahnlängsträger zu tragen hat, also nicht die Hauptträger, mit einer glatten Bauflucht parallel zu den Ufern ausgestattet, an welche sich die Flügelmauern für die Oberschöneweider Rampe schiefwinklig anschließen. An der stromab gelegenen Seite ist mit dem Landpfeiler die oben erwähnte Treppenanlage vereinigt, die über den Fundamenten hohl gemauert ist und dadurch eine in Uferhöhe zugängliche Kammer bildet, welche für die Schalttafel der elektrischen Brückenbeleuchtung sowie für die Aufbewahrung von Reinigungsgeräten ausgenutzt ist. An den Land- und Uferpfeilern sind die Fundamente bei gesenktem Wasserspiegel ausgeführt, der Beton also bis zur Sohle im Trocknen gestampft.

Die Strompfeiler, Fig. 7 bis 10, haben ein 19 m langes, 4,65 m breites und 2 m hohes Betonbett erhalten, das unter Wasser zwischen Spundwänden von 0,15 cm Stärke, Fig. 10, geschüttet ist. Sie üben auf den Baugrund nur eine Pressung von 2 kg/qcm aus. Der Beton wurde mittels eines Trichters geschüttet. Für die verschiedenen Schütthöhen ist der Trichter so hergerichtet, daß er während der Ausführung leicht teleskopartig zusammengeschoben werden kann. Er ist auf einer Schiebebühne befestigt, die auf den Spundwänden läuft; es kann also mit diesem Trichter Beton nach jedem Punkte des zu schüttenden Bettes unter voller Füllung gebracht werden, ohne daß eine Entmischung im Wasser zu befürchten ist. Die Pfeilerlänge selbst ist möglichst eingeschränkt und nur soweit außerhalb der Hauptträger mit anschließender Vorkopfbildung fortgesetzt, als es die Druckübertragung vom Auflagerstein auf die untenliegenden Bauteile erfordert. Auch hier ist der Pfeilerkern aus Stampfbeton, die Außenfläche über Wasser aus Granit, unter der Brücke ebenso wie in den vom Wasser umspülten Flächen aus Klinkern gebildet. Außer dem schon erwähnten Verband zwischen Verblendung und Kern sind noch eiserne Ringanker im Beton gelagert (Fig. 9 und 10), über welche Klammern greifen, die in den Zementfugen der Verblendung haften. Auf diese Weise ist

Fig. 7.
Linker Strompfeiler.

Fig. 9.
Schnitt *a-b*.

Fig. 10.
Rechter Strompfeiler.

Fig. 8.

aus Sicherheitsgründen das Mauerwerk zu einem unzertrennlichen Ganzen verbunden. Fig. 8 zeigt den Steinschnitt der Auflager- und Abdecksteine. Die obere Breite des Strompfeilers ist auf 2,65 m festgelegt; für die Auflagerquader sind 1,65 × 1,65 qm Grundfläche erforderlich, um den Auflagerdruck auf das Klinkermauerwerk zu verteilen, das in den oberen Schichten soweit fortgeführt ist, bis die Druckübertragung auf Beton zulässig war.

Die Ausführung des gesamten Unterbaues war der Firma Philipp Holzmann & Co. in Frankfurt a. M., Baubureau Berlin, auf dem Wege der Verdingung übertragen und fiel im wesentlichen in die Zeit vom Juni bis Dezember 1903. Zur Verwendung gekommen sind Striegauer Granit und Klinker aus der eigenen Ziegelei der Unternehmer zu Sauen.

(Fortsetzung folgt.)

Untersuchung einer Dampfkraftanlage mit zweifacher Ueberhitzung durch Abgase.

Von **E. Josse**, Charlottenburg.

Heißdampf-Tandemlokomobile von R. Wolf, Buckau.

Am 3. Juni 1904 hatte ich Gelegenheit, die 60pferdige Heißdampf-Tandemlokomobile Nr. 9434 von R. Wolf, Buckau, auf dem Versuchsfeld der Firma, wo die Lokomobilen vor Ablieferung regelmäßig einer Probe unterzogen werden, zu untersuchen.

Der bei dieser kleinen Dampfkraftanlage festgestellte Dampfverbrauch von 4,67 kg und Kohlenverbrauch von 0,56 kg für 1 PS_e-st ist so ungewöhnlich günstig, daß ich es der Mühe wert gehalten habe, die Versuche weiter durchzuarbeiten und die Gründe für diese außerordentlich große Wärmeausnutzung zu ermitteln.

Fig. 1 und 2.

Die untersuchte Lokomobile, Fig. 1 und 2, bietet insofern eine Neuerung, als die aus den Rauchröhren des Lokomobilkessels abziehenden Heizgase zwei hintereinander angeordnete Ueberhitzer und den Hochdruckzylinder umspülen. Durch die Ueberhitzer wird der Dampf sowohl vor Eintritt in den Hochdruckzylinder als auch beim Ueberströmen vom Hoch- in den Niederdruckzylinder, also zweimal, überhitzt.

Die beiden Dampfzylinder sind in Tandemanordnung, s. Fig. 2, derart auf dem Kessel angebracht, daß der Hochdruckzylinder mit seinem Schieberkasten und dem Absperrventil in dem Rauchfang eingebaut ist und von den abziehenden Rauchgasen umspült wird, während der Niederdruckzylinder in der bei Lokomobilen üblichen Weise im Dampfraum des Kessels liegt, mithin durch den hochgespannten Kesseldampf geheizt wird, wobei das sich bildende heiße Kondensat unmittelbar in den Kessel zurückfließen kann.

Die Lokomobile wurde mit Einspritzkondensation betrieben, die in der üblichen Weise neben dem Kessel angeordnet war. Das in den Kessel gespeiste Wasser wurde dem Ausgußgefäß der Luftpumpe entnommen.

Beide Zylinder haben Schiebersteuerung, der Hochdruckzylinder einfache Kolbenschiebersteuerung mit Inneneinströmung und Füllungsänderung durch Flachregler, der Niederdruckzylinder Flachschiebersteuerung mit Trick-Kanal.

Der Zusammenbau der Zylinder und die Bauart der Ueberhitzer ergibt sich aus Fig. 3, 4 und 5.

Die aus den Rauchröhren des Lokomobilkessels von 14,34 qm Heizfläche mit einer Temperatur von rd. 400° C austretenden Heizgase umspülen zunächst den aus fortlaufenden Rohrschlangen gebildeten Hochdrucküberhitzer von 11,8 qm Heizfläche, in dem der Dampf auf etwa 350° C überhitzt wird, wobei die Röhren in geschickter Weise so angeordnet sind, daß die Rauchgase beim Bestreichen umkehren müssen und sich daher häufig an den Röhren stoßen. Dies begünstigt die Wärmeübertragung.

Um einen Teil des Hochdrucküberhitzers ist, durch einen Blechzylinder davon getrennt, der Niederdrucküberhitzer herumgelegt, Fig. 5.

Die Bauart dieses zweiten Ueberhitzers von 4 qm Heizfläche ergibt sich aus Fig. 4 und 5. Er besteht aus einem Bündel von kleineren, parallel geschalteten Röhren, die von den aus dem Hochdrucküberhitzer kommenden Rauchgasen bespült werden, bevor letztere den Hochdruckzylinder heizen und in die Esse entweichen. Außer dem Hochdruckzylinder und dem Absperrventil liegen auch die Verbindungsröhren zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder bis auf ein ganz kleines Stück in den Rauchgasen.

Die kennzeichnenden Abmessungen der Dampfmaschine usw. ergeben sich aus Zahlentafel 1.

Die Nutzleistung der Lokomobile wurde durch Bremsen ermittelt, die jedoch nur an einer durch Riemen angetriebenen Vorgelegewelle angebracht werden konnten, auf der zwei Bremsscheiben saßen. Die bei den Versuchen ermittelten Bremshebelarme, die Bremsgewichte usw. sind in Zahlentafel 2 angegeben. Die Umlaufzahlen der Vorgelegewelle und der Lokomobilmaschine wurden durch Hubzähler fortlaufend angemerkt.

Die Versuche wurden am 3. Juni 1904 vorgenommen. Die Lokomobile war vor Beginn der Versuche bereits in 12-stündigem Dauerbetrieb gehalten worden, so daß bei Beginn des ersten Versuches um 8[45] Uhr morgens zweifellos Beharrungszustand vorhanden war.

Fig. 3 bis 5. Zylinder und Ueberhitzer.

Zahlentafel 1.

Dampfmaschine		Hochdruckzylinder hinten	Hochdruckzylinder vorn	Niederdruckzylinder hinten	Niederdruckzylinder vorn
Kolbendurchmesser (warm nachgemessen) . . .	mm	160,2		300,5	
Kolbenstangendicke . .	»	—	40	40	40
wirksame Fläche F . .	qcm	201,6	189,0	696,7	696,7
gemeinsamer Hub s . .	mm	320			
Hubraum	ltr	6,451	6,048	22,294	22,294
Konstante $\frac{Fs}{60 \cdot 75}$ . . .		0,01433	0,01344	0,0495	0,0495
Zylinderverhältnis . . .		1 : 3,57			
schädlicher Raum . . .	vH	5,6		5,6	
Federmaßstab . mm pro kg/qcm		4		25	
Federmaßstab durch Eichung festgelegt . . .	»	3,96		Vers. I 24,9	Vers. II 24,2

Zahlentafel 2.

Daten zur Ermittlung der Bremsleistung am Vorgelege			Versuch I 8^{45} bis 1^{45}	Versuch II 8^{00} bis 7^{00}
Länge des Hebelarmes, ausgelotet .	links	m	0,564	0,557
	rechts	»	0,770	0,772
Bremsgewicht	links	kg	89,5	111,8
	rechts	»	103,8	135,3
mittlere minutliche Umlaufzahl des Vorgeleges			230,7	230,4

Anheizversuch.

Da es der Vollständigkeit halber erwünscht war, die zur Anheizung von Lokomobilen aufzuwendende Brennstoffmenge zu ermitteln, so wurde vor Beginn der Untersuchung der seit 12 Stunden im Betrieb befindlichen Heißdampflokomobile, die infolgedessen nicht zu einem Anheizversuch benutzt werden konnte, ein solcher Versuch mit der ebenfalls auf dem Prüffeld befindlichen Sattdampflokomobile Nr. 9334 angestellt und die zum Anheizen nötige Kohlenmenge im Verhältnis zum täglichen Verbrauch bei 10stündigem Normalbetrieb festgestellt.

Die Sattdampflokomobile war am 2. Juni 1904 im Betrieb gewesen, und es wurde abends 7^{30} Uhr beim Abstellen ein Kesseldruck von 10 at festgestellt. Das Feuer wurde nun herausgenommen, die Feuertür verschlossen und mit einer Plombe versehen. Am 3. Juni morgens um 8 Uhr wurde noch ein Dampfdruck von 2,8 at vorgefunden. Dann wurde die Feuertür geöffnet und der Kessel angeheizt. Hierbei wurden die in nachstehender Zahlentafel angegebenen Brennstoffmengen verbraucht.

Zeit	Kohlenverbrauch kg	Dampfdruck at	Bemerkungen
8^{06} Uhr	50	2,8	zum Anheizen wurden zuerst
8^{16} »	50	8,4	10 kg Holz und Späne eingeführt
8^{21} »	—	5	
8^{26} »	18,5	7,5	gleichzeitig wurde die Maschine
8^{31} »		10	angewärmt
Zeitdauer 25 min	118,5	—	—

Die Zeit, um den Dampfdruck auf 10 at zu steigern und die Maschine anzuwärmen, betrug demnach 25 Minuten. Hierbei wurden 118,5 kg Kohle und vorher 10 kg Holz und Späne zum Anzünden verfeuert.

Am Ende dieses Versuches war das Feuer gut durchgebrannt und die Lokomobile betriebsbereit.

Die Lokomobile hatte bei dem vorhergegangenen Abnahmeversuch in 10stündigem Dauerbetrieb bei der Normalleistung von 256 PS_e zu ihrem Betrieb insgesamt 1850 kg Kohle erfordert. Der Kohlenverbrauch für das Anheizen betrug daher 6,5 vH des Kohlenverbrauches für den 10stündigen Arbeitstag und würde noch geringer gewesen sein, wenn das Feuer am vorhergehenden Abend nur abgedeckt und nicht herausgezogen worden wäre.

Leistungsversuche an der Tandem-Heißdampflokomobile.

Bei den Versuchen an der Tandem-Heißdampflokomobile wurde regelmäßig alle 10 Minuten indiziert, ebenso wurden die Ablesungen alle 10 Minuten vorgenommen. Die aus dem Maschinenlaboratorium der kgl. Technischen Hochschule Char-

Zahlentafel 3.

Temperatur des Dampfes in °C			Ueberdruck des Dampfes in at		Vakuum	Barometerstand	mittlere minutliche Umlaufzahl		
Eintritt		Austritt	Eintritt						
H.-D.-Zyl.	N.-D.-Zyl.	N.-D.-Zyl.	H.-D. Zyl.	N.-D. Zyl.	cm Q.-S.	cm Q.-S.	Lokomobile	Vorgelege	
340	171	83,3	11,6 (11,3 laut Eichung)	0,62	66,3	76,1	219,3	230,7	Versuch I
360	191	82,9	11,5 (11,2 laut Eichung)	1,0	66,9	76,3	219,2	230,4	Versuch II

Zahlentafel 4.

Versuch und Zeit	Hochdruckzylinder							Niederdruckzylinder						
	Diagramm-fläche in qmm		Diagramm-länge	mittlere Höhe in mm		mittlerer Druck in kg/qcm		Diagramm-fläche in qmm		Diagramm-länge	mittlere Höhe in mm		mittlerer Druck in kg/qcm	
	vorn	hinten	mm	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten	mm	vorn	hinten	vorn	hinten
Versuch I 8[45] bis 1[45]	1597	1501	96,28	16,59	15,6	4,19	3,94	2333	2486	94,9	24,6	26,2	0,99	1,05
Versuch II 8 bis 7	1884	1908	96,18	19,6	19,85	4,95	5,02	2986	3148	95,1	31,4	33,1	1,3	1,37

lottenburg entnommenen Meßinstrumente wurden vorher und nachher geeicht.

Die Ablesungen an der Dampfmaschine in bezug auf Temperatur und Druck des Dampfes, Vakuum im Kondensator und Umlaufzahl ergeben für beide Versuche die aus Zusammenstellung 3 ersichtlichen Mittelwerte.

Aus der Auswertung der abgenommenen Diagramme wurden für die Leistung die Mittelwerte in Zahlentafel 4 berechnet.

Der erste Versuch wurde 5 st lang durchgeführt. Da sich bei den stündlichen Abschlüssen auch in bezug auf die Kohlenmessung wegen der kleinen Rostfläche von 0,35 qm bereits nach 3 st ein befriedigender Beharrungszustand erzielen ließ, wurde der zweite Versuch nur auf 4 st ausgedehnt.

Versuchsergebnisse der Kessel- und Ueberhitzeranlage.

Bei den Versuchen wurde Ruhrkohle der Zeche Rosenblumendelle verfeuert, deren Zusammensetzung in Gewichtsprozenten und deren Heizwert von dem Bunteschen Laboratorium in Karlsruhe wie folgt ermittelt worden sind.

brennbare Substanz	93,74 vH
Gesamtwasser	1,07 »
Asche	5,19 »
	zus. 100,00 vH
Heizwert	7873 WE/kg

Es wurde ein Versuch mit normaler und ein zweiter mit gesteigerter Belastung durchgeführt.

Ein Bild des in bezug auf den Kesselbetrieb erreichten Beharrungszustandes ergeben die beiden graphischen Darstellungen der Ablesungen in Fig. 6 und 7. Diese Schaubilder lassen erkennen, daß ein befriedigender Beharrungszustand erreicht wurde und daß insbesondre der Kesseldruck, die Dampferzeugung und der Kohlenverbrauch außerordentlich gleichmäßig gehalten werden konnten, woraus sich auch auf einen vorzüglichen Beharrungszustand der Maschine schließen läßt.

Aus den hier dargestellten Ablesungen berechnen sich die in Zahlentafel 5 aufgeführten Mittelwerte der Verbrennung und des Kesselbetriebes.

Die Verbrennung war, wie der mittlere Kohlensäuregehalt der Rauchgase in der Ueberhitzerkammer von 11,8 vH bezw. 13 vH beweist, besonders bei Versuch 2 mit stärkerer Beanspruchung durchaus befriedigend.

Im Laufe der Versuche wurde gelegentlich der Kohlensäuregehalt der Rauchgase im Rauchabzugrohr (Rauchfang) festgestellt und gefunden, daß er einige Prozent niedriger, der Sauerstoffgehalt aber entsprechend höher war, was auf Undichtheiten schließen ließ. Tatsächlich wurden solche an der Verbindung des Rauchrohres mit der Rauchkammer, die auf dem Prüffeld nur für vorübergehende Zwecke hergestellt wird, ermittelt.

Die im Rauchabzugrohr hinter dieser Verbindungsstelle

Fig. 6.

Zahlentafel 5.

Dampfdruck	Temperatur der Rauchgase in °C				Gehalt der Rauchgase in vH in der Rauchkammer				Speisewasser		Kohle	Zugstärke im Rauchfang	Zeit und Nr. des Versuches
	über dem Rost	vor dem Ueberhitzer H.-D.-Zyl.	vor dem Ueberhitzer N.-D.-Zyl.	im Rauchfang	CO_2	O	CO	N	Gew.	Temp.	Gew.		
at									kg/st	°C	kg/st	mm W.-S.	
12,1	665	370	257	191	11,8	8,1	0,03	80,1	213,7	37,6	26,14	7	I 8^{45} bis 1^{45}
12,1	730	420	274	211	13	7,1	0,0	79,9	257,5	37,6	31,25	7	II 3 bis 7

Fig. 7.

zu 191° bezw. 211° festgestellten Temperaturen der abziehenden Rauchgase sind infolge des Lufteintrittes etwas niedriger, als sie davor sein mußten; daher muß die Temperatur der abziehenden, also auch der den Hochdruckzylinder heizenden Rauchgase etwas (schätzungsweise rd. 20°) höher als oben gemessen angenommen werden.

Die über dem Rost gemessene, verhältnismäßig niedrige Rauchgastemperatur von rd. 700° ist in der Innenfeuerung begründet, indem sich die Feuergase sofort in der Feuerbüchse stark abkühlen.

Die Mittelwerte der für die Dampferzeugung in Frage kommenden Daten sind in Zahlentafel 6 mitgeteilt.

Die Heizgase werden zur Verdampfung durch die aus Feuerbüchse und Rauchröhren zusammengesetzte Heizfläche des Kessels bei Versuch 1 von der Verbrennungstemperatur bis auf 370° ausgenutzt. Mit dieser Temperatur treten sie in den ersten Ueberhitzer, durch den ihnen weitere 113° entzogen werden, so daß sie mit 257° zu dem Niederdrucküberhitzer gelangen, also mit einer Temperatur, mit der bei guten Kesselanlagen die Abgase in den Fuchs entlassen werden. Durch die Wärmeabgabe an den Niederdrucküberhitzer wird die Temperatur auf etwa 210° heruntergesetzt, da in der Esse, allerdings nach Eintritt von Luft, 191° festgestellt wurden. Bei Versuch 2 mit angestrengtem Betrieb waren diese Temperaturen durchweg höher.

Der starke Temperaturabfall in der Feuerbüchse und der geringe Unterschied der vor und hinter den Rauchröhren

Zahlentafel 6.
Versuchsergebnisse am Kessel.

		Versuch I	Versuch II
		8. Juni 1904	
		8^{45} bis 1^{45}	3 bis 7
Zeitdauer des Versuches	st	5	4
Heizfläche, Kessel H	qm	14,34	14,34
» Ueberhitzer I	»	11,8	11,8
» Zwischenüberhitzer	»	4,0	4,0
Gesamtheizfläche	»	30,14	30 14
Rostfläche R	»	0,35	0,35
Brennstoff:			
Ruhrkohle der Zeche Rosenblumendelle, Heizwert (nach Bunte)	WE	7873	7873
Kohlenverbrauch in der Versuchzeit	kg	130,7	125
» » 1 st (B)	»	26,14	31,25
» bezogen auf 1 qm Rostfläche (Anstrengung des Rostes $\frac{B}{R}$)	»	74,7	89,3
Kohlenverbrauch bezogen auf 1 qm Heizfläche (Anstrengungsgrad der Feuerung $\frac{B}{H}$)	»	1,82	2,18
Asche in der Versuchzeit	»	9,8	7,4
Schlacke	»	8,2	5
Dampferzeugung:			
mittlere Kesselspannung (Ueberdruck)	at	12,1	12,1
mittlerer Druck des Dampfes bei Eintritt in den H.-D.-Zyl. (Ueberdruck)	»	11,3	11,2
mittlerer Druck des Dampfes bei Eintritt in den N.-D.-Zyl. (Ueberdruck)	»	0,62	1,0
Temperatur des erzeugten Sattdampfes	°C	190,9	190,9
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt in den H.-D.-Zyl.	»	188,1	187,3
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt in den N.-D.-Zyl.	»	113,1	119,6
wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt in den H.-D.-Zyl.	»	340	360
wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt in den N.-D.-Zyl.	»	171	191
mittlere Ueberhitzung (über Sättigungstemperatur) durch Ueberhitzer I	»	151,9	172,7
mittlere Ueberhitzung (über Sättigungstemperatur) durch den Ueberhitzer II	»	57,9	71,4
Speisewassermenge:			
während der Versuchzeit	kg	1068,5	1030,0
» 1 st (D)	»	213,7	257,5
bezogen auf 1 qm Heizfläche und 1 st (Anstrengung des Kessels $\frac{D}{H}$)	»	14,9	18,0
mittlere Temperatur des Speisewassers	°C	37,6	37,6
Erzeugungswärme pro kg Dampf (im Sättigungszustande) bei Speisewasser von 0° C	WE	664,7	664,7
Erzeugungswärme pro kg Dampf bei der beobachteten Speisewassertemperatur	»	627,1	627,1
Ueberhitzungswärme pro kg Dampf ($c_p = 0,48$): Ueberhitzer H.-D.-Zyl.	»	71,6	81,2
Ueberhitzungswärme pro kg Dampf ($c_p = 0,48$): Ueberhitzer N.-D.-Zyl.	»	27,8	34,3
Gesamtwärme des überhitzten Dampfes bei Speisewasser von 0° C	»	736,3	745,9
Gesamtwärme des überhitzten Dampfes bei beobachteter Speisewassertemperatur	»	698,7	708,3

(Zahlentafel 6, Forts.)		Versuch I	Versuch II
		3. Juni 1904	
		8^{45} bis 1^{45}	3 bis 7
Bruttoverdampfungsziffer $\frac{D}{B}$	kg	**8,18**	**8,24**
Nettoverdampfungsziffer (Speisewasser von 0° C, Dampf von 100° C)	»	**8,06**	**8,12**
Verbrennungsverhältnisse:			
mittlere Zugstärke im Rauchfang . .	mm W.-S.	7	7
» Temperatur des Raumes	°C	21	23
» » der Rauchgase über dem Rost	»	665	730
mittlere Temperatur der Rauchgase vor dem Ueberhitzer H.-D.-Zyl.	»	370	420
mittlere Temperatur der Rauchgase vor dem Ueberhitzer N.-D.-Zyl.	»	257	274
mittlere Temperatur der Rauchgase im Rauchfang	»	191	211
in den Rauchröhren ausgenutztes Temperaturgefälle	»	295	310
mittlerer Gehalt der Rauchgase an:			
in der Rauchkammer: hinter Ueberhitzer H.-D. Zyl: CO_2 . . .	vH	11,8	13,0
O	»	8,1	7,1
CO	»	0,03	—
N	»	80,1	79,9
Luftüberschuß (als Vielfaches der theoretischen Luftmenge) in der Rauchkammer .		1,6	1,5
Wärmeausnutzung (für die Stunde):			
durch verfeuerte Kohle zugeführte Wärme .	WE	205 800	246 030
nutzbar gemachte Wärme: durch Verdampfung	»	134 010	161 480
» » in vH der zugeführten Wärme	vH	**65,1**	**65,6**
durch Ueberhitzung (H.-D.-Zyl.)	WE	15 300	20 910
» » in vH . .	vH	7,4	8,5
» » (N.-D. Zyl.) .	WE	5940	8830
» » in vH . .	vH	2,9	3,6
insgesamt durch den Dampf abgeführte Wärme	WE	155 250	191 220
Wirkungsgrad des Kessels η_k (einschl. Ueberhitzung)	vH	**75,4**	**77,7**

festgestellten Temperaturen (665° und 370° bei Versuch 1) beweisen, daß weitaus der größere Teil der zur Verdampfung dienenden Wärme in der Feuerbüchse übertragen wird.

Die Lokomobilkesselbauart begründet es, daß die Ueberhitzer **hinter** den Rauchröhren und **vor** der Esse angeordnet werden mußten, wodurch der Konstrukteur anscheinend veranlaßt wurde, die Rauchröhren etwas kürzer als gewöhnlich auszuführen.

Die vorzügliche Wirkung der Ueberhitzer in bezug auf die restliche Ausnutzung der Rauchgase ergibt sich auch aus dem Nutzeffekt der Kesselanlage. Während bei Versuch 1 nur 65,1 vH der durch die Verbrennung erzeugten Wärme in den Sattdampf übergeführt wurden, stieg durch die Ueberhitzer der Gesamtwirkungsgrad des Kessels auf **75,4** vH, bei Versuch 2 sogar auf **77,7** vH, indem der Nutzeffekt des Kessels um 7,4 vH bezw. 8,5 vH durch den Hochdrucküberhitzer und um 2,9 vH bezw. 3,6 vH durch den Niederdrucküberhitzer erhöht wurde. Die tatsächlich erzielten Nutzeffekte der Kesselanlage sind noch etwas höher als diese gemessenen Zahlen, da auch der zur Beheizung des Niederdruckzylinders aufgewendete Heizdampf erzeugt werden mußte, im Speisewasser aber nicht gemessen werden konnte.

Es ergibt sich aus diesen Zahlen, daß die **Ueberhitzer erheblich an der Ausnutzung der Heizgase beteiligt sind und ähnlich wie Rauchgas-Vorwärmer den Abgasen Wärme entziehen.**

Der Einbau der beiden Ueberhitzer hinter die Rauchröhren erweist sich als eine wärmetechnisch und wirtschaftlich geschickte Maßnahme, da einerseits durch die beiden Ueberhitzer eine Temperaturabnahme der Rauchgase bis auf etwa 200° erzielt worden ist, anderseits, wie sich später ergeben wird, durch die doppelte Ueberhitzung die thermischen Verhältnisse der Dampfmaschine wesentlich verbessert sind.

Versuchsergebnisse der Maschine.

Die die Maschine betreffenden mittleren Auswertungen sind in Zahlentafel 7 zusammengestellt.

Der Dampf vor dem Hochdruckzylinder wurde um 151,9° bezw. 172,7°, der Dampf vor dem Niederdruckzylinder um 57,9° bezw. 71,4° über Sättigungstemperatur überhitzt. Die

Zahlentafel 7.

Versuchsergebnisse an der Dampfmaschine.

		Versuch I	Versuch II
		8. Juni 1904	
		8^{45} bis 1^{45}	3 bis 7
Zeitdauer des Versuches	st	5	4
mittlere Uml./min der Lokomobile		219,3	219,2
mittlere Uml./min des Vorgeleges		230,7	230,4
Leistung des Hochdruckzylinders vorn	PS	12,4	14,6
hinten	»	12,4	15,8
insgesamt	»	24,8	30,4
Leistung des Niederdruckzylinders vorn	»	10,8	14,1
hinten	»	11,4	14,9
insgesamt	»	22,2	29,0
indizierte Gesamtleistung N_i	»	47,0	59,4
auf den Niederdruckzylinder bezogener mittlerer indizierter Druck	kg/qcm	2,16	2,74
Bremsleistung, gemessen an der Vorgelegewelle	PS	42,0	53,5
Bremsleistung der Lokomobile (zuzüglich 3 vH für Riemenverluste und Lagerreibung des Vorgeleges N_e	»	43,2	55,1
Reibungsarbeit $N_i - N_e$	»	3,8	4,3
mechanischer Wirkungsgrad η	vH	**91,9**	**92,7**
stündlicher Dampfverbrauch insgesamt . .	kg	213,7	257,5
» » pro PS_i	»	**4,55**	**4,34**
» » » PS_e	»	**4,95**	**4,67**
» Wärmeverbrauch pro PS_i (bezogen auf Speisewasser von 37,6° C) . . .	WE	**3306**	**3219**
stündlicher Wärmeverbrauch pro PS_i (bezogen auf Speisewasser von 0° C)	»	3477	3382
stündlicher Kohlenverbrauch insgesamt . .	kg	26,14	31,25
» » pro PS_i	»	**0,56**	**0,53**
» » » PS_e	»	**0,60**	**0,56**
thermischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine η_{th} (bezogen auf Speisewasser von 37,6° C)	vH	**19,3**	**19,8**
thermischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine η_{th} (bezogen auf Speisewasser von 0° C) .	»	18,3	18,9
thermischer Wirkungsgrad der Anlage (bezogen auf Kohlen pro PS_i)	»	14,5	15,4
wirtschaftlicher Wirkungsgrad der Gesamtanlage η_w (desgl. pro PS_e)	»	13,4	14,3
mittlerer Barometerstand	cm Q.-S.	76,1	76,3
desgl.	kg/qcm	1,04	1,04
mittlere Ablesung am Quecksilber-Vakuummeter des Kondensators	cm	66,3	66,9
desgl.	kg/qcm	0,90	0,91
mittlerer absoluter Druck im Kondensator	»	0,14	0,13
mittlerer Dampfdruck bei Eintritt in den H.-D.-Zyl. (Ueberdruck)	at	11,3	11,2
desgl. bei Eintritt in den N.-D.-Zyl. (Ueberdruck)	»	0,62	1,0
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt in den H.-D.-Zyl.	°C	188,1	187,3
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt in den N.-D.-Zyl.	»	113,1	119,6
Temperatur des Dampfes bei Austritt aus dem N.-D.-Zyl.	»	83,3	82,9
wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt in den H.-D.-Zyl.	»	340	360
wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt in den N.-D.-Zyl.	»	171	191
Ueberhitzung (über Sättigungstemperatur) durch Ueberhitzer H.-D.-Zyl.	»	151,9	172,7
Ueberhitzung (über Sättigungstemperatur) durch Ueberhitzer N.-D.-Zyl.	»	57,9	71,4
stündlicher Oelverbrauch pro PS_e für Zylinder	g	—	1,73
» » » » » Triebwerk	»	—	2,22
Kosten pro PS_e-st (in Brennstoff)	Pfg	**1,37**	**1,29**

Ueberhitzungstemperaturen bei Versuch 2 verlaufen durchgängig höher. Die Maschine arbeitete in beiden Zylindern mit überhitztem Dampf völlig einwandfrei und mit dem sehr geringen Oelverbrauch für die Zylinder von 1,7 g pro PS_e-st und für das Triebwerk von 2,2 g pro PS_e-st, wie bei Versuch 2 (s. Zahlentafel 7) festgestellt wurde.

Um den mechanischen Nutzeffekt der Lokomobilmaschine zu ermitteln, wurden für Lagerreibung des Vorgeleges und Riemenverlust 3 vH zu der an der Vorgelegewelle gemessenen Bremsleistung zugeschlagen. Hierbei ergibt sich ein mechanischer Wirkungsgrad von 91,9 vH bei Versuch 1 und 92,7 vH bei Versuch 2, ein Beweis, daß die Reibungsarbeit in der Maschine außerordentlich klein ist.

Bei Versuch 1 wurde ein stündlicher Dampfverbrauch von **4,55** kg pro PS_i-st, von **4,95** kg pro PS_e-st ermittelt; bei Versuch 2 (größte Dauerleistung) war der Dampfverbrauch wegen der höheren und namentlich im Hochdruckzylinder wirksameren Ueberhitzung geringer und betrug **4,34** kg bezw. **4,67** kg.

Entsprechend diesen Dampfverbrauchzahlen ergibt sich der Wärmeverbrauch pro PS_i-st, bezogen auf die gemessene Speisewassertemperatur von 37,6°, zu 3306 WE bei Versuch 1 und zu 3219 WE bei Versuch 2, bezogen auf 0° Speisewassertemperatur zu 3477 bezw. 3382 WE.

Das sind ungewöhnlich günstige Werte, nicht nur für eine so kleine Maschine von rd. 60 PS, sondern allgemein bei Dampfanlagen.

Zum Vergleich sei auf die von Schröter und Koob untersuchte 200 pferdige Heißdampf-Verbundmaschine von van den Kerchove[1]) hingewiesen, die einen bis jetzt bei einer ortfesten Dampfmaschine sonst noch nicht erreichten günstigen Wärmeverbrauch gezeigt hat.

Diese Maschine ergab bei fast gleicher Ueberhitzung vor dem Hochdruckzylinder (353° gegenüber 360°) einen Wärmeverbrauch pro PS_i-st (bezogen auf 0° Speisewasser) von 3000 WE, während bei der etwas geringeren Ueberhitzung auf 306° der Verbrauch schon 3355 bezw. 3220 WE erreichte.

Der Unterschied in der Wärmeausnutzung dieser wesentlich größeren, mit allen Feinheiten des modernen Dampfmaschinenbaues versehenen ortfesten Dampfmaschine gegenüber der kleinen, einfach konstruierten Tandem-Heißdampflokomobile ist unbedeutend. (Schluß folgt.)

[1]) Z. 1903 S. 1281 u. f.

Die elektrischen Bahnsysteme der Gegenwart.

Von **F. Niethammer.**

(Schluß von S. 1073)

Sobald die Stationsentfernungen groß werden und noch in Gefällen Strom zurückgewonnen werden kann, werden die Verhältnisse für Drehstrom günstiger und für Einphasenstrom schlechter.

Der Gleichstromreihenmotor und die öfter erwähnten Einphasenmotoren ändern ihre **Geschwindigkeit** selbsttätig mit der Belastung und Steigung der Bahn, derart, daß das Produkt Zugkraft × Geschwindigkeit innerhalb gewisser Grenzen praktisch konstant bleibt und der Energiebedarf bei schwankender Belastung sich wenig ändert. Die Geschwindigkeit ändert sich mit der Belastung allerdings bei Einphasenmotoren rascher als bei Gleichstrommotoren, da letztere höher gesättigt werden.

Der Induktionsmotor und ebenso der Gleichstrom-Nebenschlußmotor haben praktisch bei allen Belastungen und unabhängig vom Gefälle innerhalb 5 bis 10 vH konstante Geschwindigkeit. Auf längeren Strecken und Bergbahnen ist dies kaum ein Nachteil, da dadurch der Fahrplan unabhängig von der Größe der Züge gesichert ist und der Wagen- oder Lokomotivführer seine Steuervorrichtungen und den Geschwindigkeitszeiger nicht immer scharf zu beachten hat, wie dies beim Reihenschlußmotor erforderlich ist, der auf Gefällen vielleicht durchgeht und bei großen Belastungen zu langsam fährt. Da ein nennenswerter übersynchroner Lauf ausgeschlossen ist, so ist es beim Drehstrommotor schwieriger, Verspätungen einzuholen, als beim Kommutatormotor, der allerdings an sich gerade bei schwerbelasteten Zügen, wobei Verspätungen aufzutreten pflegen, am langsamsten fährt. Abgesehen von der innewohnenden Geschwindigkeitsregelung sind jedoch dem Gleichstromreihenmotor und in erhöhtem Maße dem Einphasenmotor äußerst zweckmäßige Verfahren zur Regelung der Umlaufzahl eigen, die dem Drehstrommotor größtenteils abgehen. Zur Regelung der Umlaufzahl des Drehstrommotors stehen zur Verfügung:

a) **Regulierwiderstände im Rotorkreis.** Die Regulierung ist stetig; ändert sich jedoch die Zugkraft, so ändert sich bei gegebenem Widerstand auch die Umlaufzahl. Außerdem ist diese Regelung sehr unwirtschaftlich.

b) **Kaskadenschaltung,** die von Ganz & Comp. zu einer beachtenswerten Vervollkommnung gebracht worden ist. Es sind für die Wagenachse immer Doppelmotoren vorgesehen, und zwar so, daß insgesamt nur drei Schleifringe für den Doppelmotor[1]) nötig werden. Die Haupteinwände, die gewöhnlich gegen die Kaskadenschaltung gemacht werden, sind: Vermehrung des Gewichtes der elektrischen Ausrüstung, besonders der Motoren, größere Erwärmung, schlechter Wirkungsgrad und schlechter Leistungsfaktor bei Hintereinanderschaltung; ferner ist das größte Drehmoment zweier in Kaskade geschalteter Motoren nur etwa gleich dem Drehmoment eines Primärmotors für sich, d. h. die Leistung die halbe. Schließlich ist die Umschaltung von Hintereinanderschaltung auf Parallelschaltung etwas umständlich. Ganz & Comp. haben allerdings meines Erachtens diese der Kaskadenschaltung theoretisch anhaftenden Mängel auf ein praktisch zulässiges Mindestmaß gebracht, und zwar durch Verwendung der bereits erwähnten Doppelmotoren und der geringen Periodenzahl 15, wodurch jedoch die Generatoren und Motoren verteuert, die Leitungen aber günstiger werden. Der hinter den Primärmotor zu schaltende Sekundärmotor wird nur in Hintereinanderschaltung, nie in Parallelschaltung benutzt, d. h. nur zum Anfahren und für halbe Geschwindigkeit. Dadurch kann er kleine und zweckmäßige Abmessungen erhalten. Für 300 pferdige Motoren mit Zahnradvorgelege 70 zu 64 von Ganz & Comp. gilt bei 15 bis 25 Perioden für volle Geschwindigkeit: elektrischer Wirkungsgrad $\eta_e = 94{,}5$ vH, gesamter $\eta_t = 89{,}5$ vH und $\cos\varphi = 0{,}925$; bei halber Fahrt $\eta_e = 85$ vH, $\eta_t = 80$ vH, $\cos\varphi = 0{,}77$.

Wenn sich die letzten Werte auch nicht ganz mit der Reihenschaltung von Gleichstrommotoren messen können, so sind sie wohl den meisten Einphasen-Kommutatormotoren überlegen. Den Einwand der geringen Zugkraft bei Kaskadenschaltung entkräften Ganz & Comp. dadurch, daß gar nicht parallel geschaltet und der Sekundärmotor sehr günstig angeordnet wird; dann ist selbst für Hintereinanderschaltung die Zugkraft 1,3- bis 1,8 mal größer als bei Einzelschaltung. Außerdem liegen die größten Abfallwerte wesentlich über den im Betrieb erforderlichen Drehmomenten. Die Komplikation in der Schaltung ist durch den Zusammenbau beider Motoren auf einer Achse, Verwendung nur dreier Schleifringe und Nichtbenutzung des Sekundärmotors bei Parallelschaltung sowie durch die Benutzung von Flüssigkeitsanlassern im wesentlichen behoben.

Ein weiteres Regulierverfahren, das von Brown, Boveri & Co. für 2 Valtellina-Lokomotiven von 62 t Gewicht ausgeführt wird, ist die Polumschaltung. Die Lokomotive hat zwei 450 pferdige Motoren mit 16 und 8 Polen und 15 Perioden; bei 16 Polen und 37 km/st Geschwindigkeit beträgt die Zugkraft 6000 kg, bei 8 Polen 3500 kg; die größte Zugkraft beläuft sich auf 9000 kg bei 34 km und 7000 kg bei 68 km.

[1]) Z. 1905 S. 350.

Von dieser Polumschaltung wird wohl mit Recht für halbe Fahrt ein günstigerer Wirkungsgrad erwartet als von der Kaskadenschaltung; auch dürfte der Raumbedarf etwas geringer werden. Allerdings werden 5 bis 6 Schleifringe und ziemlich umständliche Umschaltungen erforderlich. Das größte mögliche Drehmoment ist bei halber Umlaufzahl nur 0,8- bis 1 mal so groß wie bei voller Umlaufzahl, und die Leistung sinkt auf $^1/_3$ bis $^1/_3$ derjenigen bei voller Umlaufzahl, obwohl sich durch geeignete Wicklungen bessere Verhältnisse erreichen lassen. Die Wicklung wird in der Regel nach Fig. 11 (Maschinenfabrik Oerlikon) als Schleifenwicklung so geordnet, daß der Wickelschritt gegen die Polteilung für die größere Polzahl verlängert, für die kleinere Polzahl verkürzt wird.

Fig. 11.

Regelung von Drehstrommotoren durch Polumschaltung.

Brown, Boveri & Co. haben auf der Bahn Burgdorf-Thun wegen der schlechten Eignung des Drehstrommotors zur Aenderung der Umlaufzahl in die Lokomotiven ein wahlweise zu benutzendes Doppelzahnradgetriebe eingebaut.

Der in Gruppen benutzte Gleichstrommotor hat bei Reihenschaltung einen Wirkungsgrad, der höchstens 1 bis 4 vH kleiner ist als bei Parallelschaltung; außerdem kann man ohne übermäßige Komplikation bei großen Fahrzeugen 4 Motoren von Reihen- in Parallelschaltung bringen, was 4 wirtschaftliche Geschwindigkeiten liefert. Auch durch Anordnung zweier Kommutatoren läßt sich diese Geschwindigkeitsänderung bewerkstelligen. Zum Einholen von Verspätungen kann man nötigenfalls die Geschwindigkeitsteigerung durch Feldschwächung benutzen, die allerdings die Motoren funkenempfindlich macht, aber mit einem bessern als dem normalen Wirkungsgrad arbeitet. Diese Frage der Verspätungen wird auf längeren Strecken allerdings meist in einfacher Weise erledigt, sofern es überhaupt betriebstechnisch erlaubt ist, Verspätungen durch Erhöhung der Geschwindigkeit einzuholen. Der Führer fährt eine Zeitlang auf Gefällen, ob es sich nun um Dreh- oder Gleichstrom handelt, ganz ohne Strom, also vom Netz abgetrennt. Dann beschleunigt sich der Zug ganz von selbst und übersteigt je nach Wunsch die normale Fahrgeschwindigkeit. Ferner kann der Führer auf ebener oder ansteigender Strecke länger als normal auf der Parallel- oder Einzelschaltung bleiben, also länger mit voller Geschwindigkeit fahren, als planmäßig vorgesehen.

Die an sich wirtschaftlichste Regulierung haben die Einphasen-Kommutatoren, da dabei alle Widerstände vermieden werden und nur durch Spannungsänderung mittels Transformatoren im Primär- und Sekundärkreis oder durch einfache Bürstenverstellung (Brown, Boveri & Co.) die Geschwindigkeit in beliebigen Grenzen bei gutem Wirkungsgrad und gutem $\cos\varphi$ geregelt werden kann. Da aber meist die dauernden Verluste in Anlaßtransformatoren und die höheren Verluste im Motor selbst in Frage kommen, so sind die Gesamtverluste von Fahrzeugen mit Kommutatormotoren nur bei kurzen Stationsentfernungen, etwa unter 800 bis 1000 m, geringer als beim Gleichstrommotor. Im Vergleich zu einem Gleichstrom-Viermotorwagen mit Umschaltung von Reihen- auf teilweise oder völlige Parallelschaltung der Motoren ist die Wechselstromregelung bei den vier Geschwindigkeiten $^1/_1$, $^3/_4$, $^1/_2$ und $^1/_4$ entschieden unwirtschaftlicher. Die Reihenparallelschaltung ist natürlich bei Einphasenmotoren auch angängig und wird von der General Electric Co. verwendet; sie ist aber unwirtschaftlicher als die Regelung durch Transformatoren.

Wird der Gleichstrommotor auf sich oder auf Widerstand geschlossen und unter Umschaltung der Feldwicklung vom Netze getrennt, so bremst er bei äußerem Antrieb sich selbst allmählich fest, und zwar ist die Bremswirkung um so kräftiger, je rascher der Motor angetrieben wird und je kleiner der Widerstand ist. Energie ins Netz zurückliefern kann der Reihenmotor an sich nicht. Am geeignetsten zur Rückgewinnung des Stromes ist der Nebenschlußmotor, der deshalb auch für Bergbahnen (Opcima-Triest, Vesuvbahn) öfter verwendet worden ist. Der Nebenschlußmotor arbeitet ohne irgend welche Umschaltung und bei so gut wie jeder Geschwindigkeit ins Netz zurück. Die ins Netz gelieferte Energie eines abwärts fahrenden Wagens sollte einem aufwärts fahrenden oder, wenn keine andern Fahrzeuge auf der Strecke sind, einer Akkumulatorenbatterie zugeführt werden. Bei Bergbahnen ist die Bremsung auf Widerstand nicht immer möglich, da die Widerstände zu groß ausfallen (z. B. 2000 kg bei einer Lokomotive von 11 t) und die entwickelte Wärmemenge unangenehm werden würde. Wegen seiner größeren Neigung zur Funkenbildung, seines geringen Anzugmomentes, seines größeren Volumens und Gewichtes, seiner gleichmäßigen Umlaufzahl bei allen Belastungen und seiner empfindlichen Feldwicklung hat sich der Nebenschlußmotor sonst im Bahnbetrieb keine Freunde erwerben können.

Ganz ähnlich wie der Nebenschlußmotor arbeitet auch der Drehstrommotor bei etwas übersynchroner Umlaufzahl ins Netz zurück. Dabei ist es allerdings erforderlich, daß auf der Strecke anderweitige Stromverbraucher im Betrieb sind, da andernfalls die Generatoren im Kraftwerk angetrieben und beschleunigt würden. Bei Gleichstrom kann man bei Geschwindigkeiten, die kleiner und größer sind als die mittlere, die Energie in Akkumulatoren aufspeichern, da die Ladespannung durch Aenderung der Erregung der Nebenschlußmotoren der jeweiligen Umlaufzahl und dem Ladezustand entsprechend eingestellt werden kann. Bei Drehstrom legt man in solchen Fällen, wo zurückgearbeitet werden muß (Jungfraubahn), Widerstände parallel zum Netz, entweder im Kraftwerk oder auf dem Fahrzeug. Bei Kaskadenschaltung liegt auch noch die Möglichkeit vor, zwischen halbem und vollem Synchronismus Strom ins Netz zurückzuschicken; allerdings fängt die Periode des Zurückarbeitens nicht bei Synchronismus, sondern für die kurzgeschlossene Kaskadengruppe etwa bei $^2/_3$ Synchronismus an. Schaltet man Widerstand in den Rotor des Sekundärmotors, so beginnt die Periode etwas früher, bei 8 bis 10 vH Schlüpfung. Auch die Kaskadengruppe arbeitet bei Uebersynchronismus als Generator, wie der Einzelmotor. Bei Stadtbahnen mit Kaskadenschaltung könnte die nützlich zurückgegebene Energie immerhin 10 vH der aufgewendeten betragen; bei Strecken mit großen Gefällen können sogar 15 bis 30 vH der im Mittel aufgewendeten Energie erreicht werden, namentlich, wenn in Richtung des größeren Gefälles größere Lasten befördert werden (Arlberg, Abwärtsbeförderung von Erz von einem Berg herab). Auf Strecken mit stark wechselndem Profil und dichtem Verkehr ist der Wert der Stromrückgewinnung immerhin von nennenswertem Belang. Unabhängig vom Netz, d. h. in Kurzschlußschaltung auf Widerstände, kann der Drehstrommotor in einfacher Weise nicht gebremst werden; dazu ist Gleichstromerregung oder ein Kommutator erforderlich.

Die einphasigen Kommutatormotoren, deren Feld und Anker unmittelbar oder durch einen Transformator miteinander verbunden sind, lassen sich nach einfacher Umschaltung ebenso wie der Gleichstromreihenmotor unabhängig vom Netz auf Widerstand bremsen, wobei der Motor als Einphasengenerator mit veränderlicher Periodenzahl arbeitet. Die Bremsung ist sogar zuverlässiger und kräftiger als bei Gleichstrom, wie ich es bei Probefahrten auf einer Gleichstrom-Wechselstrom-Strecke bei Niederschöneweide mit Winter-Eichberg-Motoren feststellen konnte. Wesentlich umständlicher ist die Umschaltung der meisten Wechselstrom-Kommutatormotoren auf Stromrückgewinnung ins Netz. Man hat dann entsprechend der veränderlichen Umlaufzahl die Ankerspannung und die gesamte Motorspannung durch einen Transformator zu beeinflussen. Beim Repulsionsmotor läßt sich durch geeignete Bürstenrückschiebung in sehr einfacher Weise eine beliebige Bremsung erzielen, die entweder der Gegenstrombremsung oder einer Nutzbremsung ins Netz entspricht. Eine Nutzbremsung ist auch bei geringer Geschwindigkeit möglich; der Erregerstrom kommt dabei zum Teil aus dem Netz.

Die vollkommenste Rückgewinnung kann man unstreitig mit einem Gleichstrommotor erzielen, dem Reihen- und Nebenschluß-Erregerwicklung sowie 2 oder 4 Kommutatoren gegeben werden, oder wenn man eine Reihe Motoren abwechselnd in Reihenschaltung und Parallelschaltung benutzt. Schaltet man bei hoher Geschwindigkeit alle Anker parallel, die Nebenschlußwicklung aus und schwächt die Reihenwicklung, legt man ferner bei geringer Geschwindigkeit die Anker alle in Reihe und erregt Reihen- und Nebenschlußwicklung stark, so kann man fast die ganze lebendige Kraft zurückgewinnen; aber die Schaltung wird umständlich und teuer, und die Motoren müssen lamellierte Gehäuse haben. Bezüglich aller elektrischen Bremsverfahren, bei denen der Motor als Dynamo arbeitet, ist zu bemerken, daß die Motoren wesentlich mehr beansprucht werden, als wenn von dieser Bremsung abgesehen wird; sie werden wärmer und sind eher Betriebstörungen ausgesetzt.

Wagen mit Gleichstromausrüstung können mit verschiedener Fahrdrahtspannung betrieben werden, wenn man sie abwechselnd nur in Reihen- oder nur in Parallelschaltung benutzt; z. B. mit 2000 V für den Fernverkehr alle vier Motoren in Reihe, dann mit 500 V alle vier Motoren parallel. Drehstromwagen können z. B. durch Aufstellung eines Hochspannungstransformators mit 5000 V im Fernverkehr, mit 300 V im Stadtverkehr, Fig. 12, arbeiten, obwohl damit das Wagengewicht erhöht wird. Dasselbe gilt für alle Einphasen-Kommutatormotoren.

Die Einphasen-Kommutatormotoren können ohne weiteres oder nach einfacher Umschaltung auch mit Gleichstrom betrieben werden, obwohl ein guter Einphasenmotor kaum gleichzeitig ein guter Gleichstrommotor sein kann. Die Spannung pro Motor sollte bei Gleichstrom 1,4- bis 1,7 mal größer sein als bei Wechselstrombetrieb. Ganz & Comp. liefern neuerdings Bahnmotoren, die mit Drehstrom und Gleichstrom betrieben werden können.

Fig. 12.

Einphasenbahn mit zwei verschiedenen Spannungen.

Der Antrieb der Wagenachse vom Motor aus geschieht in weitaus den meisten Fällen durch

1) einfache Zahnradübersetzung 1:1 bis etwa 1:5, und zwar ist Stirnradübersetzung am verbreitetsten;

2) vereinzelt durch mehrgängige Schnecken (Oerlikon) — der Motor liegt dabei quer zur Achse außerhalb des Rahmens, damit er leicht nachgesehen werden kann, D. R. P. 137252 —, Winkelräder (Alioth) oder doppelte Zahnradübersetzung 1:8 bis 1:20 (Bergbahnen);

3) unmittelbare Kupplung mit der Wagenachse,

a) starr (Siemens & Halske, Wannseebahn[1]) und Schnellbahn[2]), Central London-Bahn), oder durch

b) eine hohle Welle und eine nachgiebige Kupplung, die aber beide wertvollen Raum einnehmen (Heilmann-Lokomotive von Brown, Boveri & Co., erste Valtellina-Lokomotive, Fig. 13, Schnellbahnwagen der A. E. G.[3])). Bei dem Schnellbahnwagen von Siemens & Halske wird das Motorgehäuse durch Blattfedern am Untergestell gehoben, so daß sich oben zwischen Laufachse und Lagerschale Spiel, d. h. eine Oelschicht, einstellt, die bei abwärts gerichteten Stößen dämpft. Neuerdings führt die General Electric Co. die 2200 pferdigen New York Central-Lokomotiven mit starr auf

Fig. 13.

Induktionsmotor von 250 PS, 300 Uml./min, 3000 V, 15 Per./sek.

[1]) Z. 1900 S. 1198.
[2]) Z. 1901 S. 1869 u. f.
[3]) Z. 1901 S. 1261 u. f.

der Wagenachse befestigten Motoren aus, die aber zweipolig sind, so daß oben und unten keine Pole liegen und das Gehäuse in der senkrechten Richtung stark federn kann. Das wird auch noch dadurch ermöglicht, daß die Polschuhflächen nicht zylindrisch, sondern eben sind. Bei unmittelbarer Kupplung gelangt leicht Schmieröl und Schmutz in Kupplung, Motor und Luftspalt.

4) Antrieb durch Kurbelstangen und Kurbeln, wobei die Motoren meist über den Wagenachsen liegen. Für elektrischen Betrieb ist diese Bauweise wohl zuerst von Eickemeyer 1892 vorgeschlagen und von C. E. Brown an den Lokomotiven der Burgdorf-Thuner und der Engelberg-Bahn ausgeführt worden. Für die neuen Valtellina-Lokomotiven (D. R. P. 148987) wird der Kurbelpunkt senkrecht verschiebbar gelagert, um die Uebertragung ruhiger zu gestalten[1]). Die Figur 10 (S. 1072) entspricht einem Patent der General Electric Co., bei welchem die beiden Motoren an beiden Enden der Lokomotive sitzen und auf die Triebräder mittels Kurbelstangen arbeiten.

Hier mag noch ein schwerwiegender Einwand gegen Nebenschlußmotoren und Drehstrommotoren, überhaupt gegen alle Bahnmotoren mit konstanter Umlaufzahl, erörtert werden. Haben durch irgend eine Ungleichheit der Raddurchmesser oder der magnetischen Verhältnisse (Sättigung, Luftspalt) 2 solche parallelgeschaltete Motoren verschiedene Umlaufzahlen, so ist ihre Stromaufnahme und Leistung ganz verschieden. Hat etwa der eine Motor I synchrone Umlaufzahl, der andre II doppelte Schlüpfung, z. B. $2 \times 2^1/_2 = 5$ vH, so leistet Motor I nichts, und Motor II ist auf das Doppelte überlastet. Hat I $2^1/_2$ vH Uebersynchronismus und II $7^1/_2$ vH Untersynchronismus, so läuft I als Generator und II als dreifach überlasteter Motor. Außer der riesigen Erwärmung und mechanischen Ueberanstrengung führt das noch zu Drehmomenten im Wagengestell, so daß solche Wagen einseitig in die Höhe steigen und entgleisen, wogegen man zweckmäßig eine Schienenbremse vorsieht. Bei Nebenschlußmotoren hat die Union E.-G. zu Wien das dadurch vermieden, daß nach Fig. 14 ein regelbarer Widerstand H zwischen beide Anker geschaltet und die eine Netzleitung an diesen Widerstand einstellbar angeschlossen wird. Bei Talfahrt muß der Anschluß näher der einen, bei Bergfahrt näher der andern Ankerwicklung liegen (Triest-Opcima). Brown, Boveri & Co. schieben zwischen Motor und Antrieb eine Lamellenkupplung ein, die nur ein bestimmtes Größtmoment durchläßt.

Zum stetigen Anlassen von Bahnmotoren kommen in Frage:

1) **Widerstände**, und zwar Metallwiderstände und Flüssigkeitswiderstände für Gleich- und Drehstrom, häufig in Verbindung mit der Reihenparallelschaltung der Motoren;

2) **Transformatoren** mit abschaltbaren Spuren (eigentliche Zweispulen-Transformatoren oder die billigeren Einspulen-Transformatoren) oder Drehtransformatoren hauptsächlich für Kommutatormotoren der Einphasentype, Fig. 15, oder auch für kompensierte Drehstrommotoren;

3) **Bürstenverstellung** (Brown, Boveri & Co.) oder stetige Verschiebung der Statoranschlüsse, Fig. 16, in Verbindung mit Repulsionsmotoren und kompensierten Motoren; dieses Verfahren wäre aber auch bei Gleichstrom mit konstanter Stromstärke angängig. Bei Anwendung der Bürstenverstellung fallen alle sonstigen Hülfsvorrichtungen weg; vermittels Bürstenverschiebung kann man anlassen, die Geschwindigkeit beliebig regeln, umsteuern und bremsen. Bei den einleitend erwähnten Bahnsystemen mit rotierenden Umformern auf der Lokomotive dient die Generatorseite des Umformers zugleich als **Anlaßmaschine**.

Fig. 14.

Schema eines Steuerschalters für 2 Nebenschlußmotoren mit Kurzschlußbremse und Erhöhung der Umlaufzahlen (Opcima-Triest).

a Stromabnehmerbügel	*e* Bremssolenoid	*i* Funkenlöschspule
b Ausschalter	*f* Bleisicherungen	*H* Justierwiderstand
c Hörner-Blitzableiter	*g* selbsttätige Umschalter	*NW* Nebenschlußregler
d Induktionsspule	*h* Strommesser	*M* Motoren

Sehr schwer wird die elektrische Ausrüstung von Wagen mit Einphasen-Reihenmotoren; die Westinghouse Co. verwendet z. B. pro Wagen einen Spartransformator mit abschaltbaren Anschlüssen, einen Drehtransformator und 2 Ausgleichtransformatoren parallel zu den Motoren, Fig. 15.

Drehstromanlasser, die aus drei oder bei zwei Rotorphasen (A. E. G.-Schnellbahnwagen) aus mindestens zwei Abteilungen bestehen, fallen bei gleichem Material stets etwas schwerer und teurer aus als die Widerstände von Gleichstrom-Reihenmotoren, vor allem, weil bei dieser letzten Motorart die Widerstände viel kürzere Zeit eingeschaltet sind, da der Gleichstrommotor bei abnehmender Beschleunigung lange Zeit ohne Widerstand auf der Geschwindigkeitscharakteristik ausläuft. Die Gleichstromwiderstände bleiben nur $^1/_2$ bis $^3/_4$ der Zeit eingeschaltet, die bei Drehstrom nötig ist. Fast allgemein werden Metallwiderstände aus Gußeisenspiralen, aus kräftigen Paketen oder Röhren von Nickelinstreifen oder Eisenstreifen verwendet, obwohl die Flüssigkeitsanlasser mit Druckluftsteuerung, wie sie besonders von Ganz & Comp. für Drehstromlokomotiven gepflegt werden, und wie sie die A. E. G. für den Schnellbahnwagen gebaut hat, volle Beachtung verdienen, da die Regelung sehr stetig, einfach und billig ist. Bei genügend großer Ausführung und Umlaufkühlung dürfte auch ein Haupteinwand: die Unmöglichkeit der Geschwindigkeitsregelung durch Dauereinschaltung von Flüssigkeitsanlassern, behoben werden, wie es besonders beim Rangieren vorkommt. Meist ist es allerdings angezeigt, daß sich der Führer beim Anlassen nach dem Strommesser richtet, was ohnedies im Interesse eines sparsamen Anfahrens liegt. Nicht leicht ist die Gefahr zu vermeiden, daß der Wasserspiegel durch Stöße so verschoben werden kann, daß eine Phase größtenteils aus der Flüssigkeit herauskommt und die andern kurzgeschlossen werden. Dann ist natürlich auch regelmäßig, wohl täglich, Ersatz für das verdunstete Wasser zu schaffen. Sind die Widerstände zweckmäßig gebaut, so schadet selbst das Sieden des Wassers nicht, wobei eine sehr große Wärmemenge aufgezehrt werden kann.

[1]) s. Z. 1905 S. 350.

Fig. 15.

Einphasenausrüstung der Westinghouse Co.

Die eigentlichen Steuerapparate teilen sich in

1) Schaltwalzen mit Kontakten für das Ein- und Umschalten, Reihenparallelschalten, Abschalten von Widerständen oder von Transformatorspulen; sie haben öfter angebaute Flachschalter zur Regelung der Feldspulen;

2) Mehrfach-Zugsteuerungen[1]), wobei eine Reihe elektromagnetisch oder durch Druckluft bewegter Schalter alle genannten Schaltungen gleichzeitig auf einer Reihe Wagen und für alle Motoren ausführt.

Fig. 16.

Regelung des Repulsionsmotors durch Wandernlassen der Statoranschlüsse.

Das erste Verfahren wird für kleinere Leistungen bei Gleich-, Wechsel- und Drehstrom allgemein verwendet. Für Drehstrom, besonders für Kaskadenschaltung, erhalten die Schaltwalzen eine sehr große Zahl von Kontakten, und damit werden sie schwerer und teurer als bei Gleichstrom. Die Kontaktzahl läßt sich durch Anwendung von nur zwei Phasen im Rotor und durch Versetzen der Kontakte beider Phasen verringern. Die Mehrfach-Zugsteuerung ist von der General Electric Co.[1]) und der A. E. G. (elektromagnetische Schalter, der Westinghouse Co.[2]) (elektromagnetische Schalter) und von den Siemens-Schuckert-Werken (elektropneumatisch) für Gleichstrom ausgebildet, von der A. E. G. auch für Einphasenstrom[3]), wobei die Schalter durch Einphasenmagnete bewegt werden. Es ist allerdings fraglich, ob nicht für Wechsel- und Drehstrombahnen die Steuerorgane besser von einer Gleichstromquelle aus betätigt werden, da Wechselstrom etwas teure und schlechte Elektromagnete bedingt. Die Westinghouse Co. betätigt die einphasigen Anlaßvorrichtungen, Fig. 15, durch Druckluftmotoren, die durch einen Batteriestrom gesteuert werden. Für Drehstrom, besonders für Kaskadenschaltung, werden diese Zugsteuerungen etwas verwickelter; außerdem neigt der Drehstrommotor mehr zum Lokomotivbetrieb, so daß keine Mehrfachsteuerungen dafür vorliegen. Der Drehstrom mit seinen drei Leitungen hat bei der Schalteinrichtung des Wagens unbedingt den Nachteil größerer Umständlichkeit, es sind viel mehr Leitungen und Schaltkontakte erforderlich, so daß das Bestreben begreiflich ist, durch Verwendung des Flüssigkeitsanlassers diesem Uebelstande abzuhelfen, da dabei die Zahl der Anlaßkontakte auf 0 bezw. 3 verringert wird. Außerdem werden Metallwiderstände für große Ströme und Dauereinschaltung äußerst umfangreich, so daß man sie zweckmäßig durch Preßluft oder durch einen besondern Ventilator (Jungfraubahn) oder durch Oel kühlt. Auch die Schaltkontakte bereiten bei hohen Stromstärken große Schwierigkeit. Ein einwandfreier Flüssigkeitsanlasser hat deshalb vieles für sich.

Stromabnehmer.

Für die Zuleitung des Stromes zum Fahrzeug ist bei Gleichstrom- und Einphasen-Zweileiteranlagen nur ein Leiter erforderlich, da die Fahrschienen heutzutage allgemein zur Rückleitung herangezogen werden.

Bei Drehstrom- und gewissen Gleichstrom-Dreileiteranlagen werden mindestens zwei Zuleitungen und zwei Stromabnehmer verschiedenen Potentials notwendig. Die dritte Phase oder der Mittelleiter liegt dann an Erde. Wenn auch dadurch der Strom für die einzelne Leitung verringert wird, so ist das eisenbahntechnisch doch ein schwerwiegender Nachteil des Drehstromsystems, der namentlich bei Hochspannung und

[1]) s. Zeitschr. f. Elektrotechnik, Wien, Dez. 1904: Zugsteuerungen von Niethammer.

[1]) Z. 1903 S. 801.
[2]) Z. 1904 S. 142.
[3]) Z. 1901 S. 303.

bei der Ausbildung der Weichen verhängnisvoll werden kann, ganz abgesehen von den Mehrkosten. Für Stadtbahnen und verwickelte Bahnhöfe schließt sich das Drehstromsystem von selbst aus. Die beiden Leitungen kann man entweder gerade über dem Gleis oder schräg nebeneinander anordnen, oder neben dem Gleis übereinander, oder, was schließlich wohl am besten ist, einen Draht rechts und einen links vom Gleis, Fig. 17. Die Uebereinanderlegung und das seitliche Bestreichen der Fahrleitung befreien wohl vom Einfluß des veränderlichen Durchhanges und der wellenförmigen Bewegung des Stromabnehmers; aber die Gefahr von Kurzschlüssen ist entschieden größer, und es wird schwieriger, das Normalprofil einzuhalten.

Fig. 17.

Drehstrombahn mit Zuleitung links und rechts (Siemens & Halske).

Für Wechsel- und Drehstrom ist bei gegebener Leistung und Fahrdrahtspannung der Strom wegen der Phasenverschiebung höher und der Spannungsabfall im Kupfer und besonders in eisernen Schienenleitungen mehrfach größer als bei Gleichstrom, und zwar wegen der Selbstinduktion und Oberflächenwirkung. Die Vergrößerung wächst stark mit der Periodenzahl. Dabei ist gerade bei Wechsel- und Drehstrom der Spannungsabfall von ausgesprochenem Einfluß auf das Verhalten der Motoren. Bei gleicher Fahrdrahtspannung wird also die Zuleitung von Einphasenstrom und noch mehr von Drehstrom teurer als bei Gleichstrom, und es wird auch eher eine Verstärkung der Rückleitung durch parallele Kupferleitungen erforderlich.

Als Stromabnehmer kommen in Frage:

1) die **Rolle** für Oberleitung aus Runddraht von etwa 8 mm Dmr. und 8-förmigem Profildraht; sie ist ausreichend für etwa 200 Amp bei Spannungen unter 1000 V und Geschwindigkeiten unter 80 km/st. Der Draht kann beliebig über dem Gleis angeordnet sein, da der Rollenarm um eine senkrechte Achse drehbar gemacht wird. Ein Sonderfall ist die Seitenrolle, wobei der Fahrdraht neben dem Gleis liegt. Auch die Fahrdrahthöhe kann in weiten Grenzen wechseln. Ein Nachteil ist das Schlagen gegen die Aufhängungen, das leichte Entgleisen, das man neuerdings durch recht elastische Ausführung des Armes und Anordnung eines Luftpuffers selbst bei sehr hohen Geschwindigkeiten mit einigem Erfolg zu vermeiden weiß.

Bei Geschwindigkeiten von 75 km ist für die Rolle immerhin ein Anpressungsdruck von 20 kg nötig, während beim Bügel 3 bis 4 kg genügen.

2) Ersatz des Rädchens durch einen **gleitenden Schuh** am Ende des Armes, wodurch eine größere Stromabnahmefläche geschaffen, aber der Draht mehr angegriffen wird.

3) Der **Bügel**, der mit Hülfe eines quer zum Gleis verlaufenden Metallzylinders oder Metallrohres oder einer U-förmigen Metallstange, deren Rinne mit Fett belegt ist, Berührung herstellt. Der Bügel kann für etwa 100 Amp bei Spannungen über 1000 V und für etwa 200 Amp unter 1000 V verwendet werden. Benutzt man Doppeldrähte, so kann man im letzteren Falle sogar auf 300 Amp. gehen. Der Bügel gestattet eine wesentlich einfachere Leitungsanordnung mit weniger Spanndrähten als die Rolle. Die Luftweichen werden äußerst einfach. Beim Richtungswechsel erfordert der Bügel kein besonderes Umlegen wie die Rolle, er schlägt einfach durch, während sich der Fahrdraht hebt. Das ist für das Rangieren äußerst wertvoll. Bei hohen Geschwindigkeiten, wozu sich wohl der Bügel am besten eignet, ist es erforderlich, ihn so leicht wie möglich auszuführen, nur mit etwa $2\frac{1}{2}$ bis 4 kg anzupressen und mehrmals gut zu federn. Außerdem ist der beträchtliche Winddruck durch Windflügel auszugleichen[1]).

4) Die von der Maschinenfabrik Oerlikon ausgeführte **gekrümmte Rute**, Fig. 18 bis 22, für Fahrdrahtspannungen bis 15000 V (einphasig) bestreicht den Fahrdraht auf freier Strecke von oben, in Bahnhöfen und Tunneln von unten. Sie kann innerhalb eines Winkels von fast 270° von Hand oder mittels Druckluft beliebig eingestellt werden. Der Fahrdraht kann neben oder über dem Gleis verlaufen. In Weichen legt sich die Rute von unten an und durchläuft die Weiche wie ein Schleifbügel, so daß die Weichenleitung sehr einfach ist. Links und rechts von der Bahn ist zur Sicherheit je ein Fahrdraht gespannt, wovon normal nur einer benutzt zu werden braucht. Auf freien Strecken wird der Draht auf Holzstangen festgeklemmt, auf Bahnhöfen wird der Profildraht in üblicher Weise aufgehängt. Um das Fahrzeug wird ein Schutzkäfig aus leitenden Me-

Fig. 18.

Stromabnehmer der Maschinenfabrik Oerlikon. Normale Stellung auf offener Strecke.

[1]) Z. 1901 S. 1261 u. f. sowie Z. 1904 S. 1086.

Fig. 19 bis 21.

Wechselstromlokomotive der Maschinenfabrik Oerlikon.

tallstangen angeordnet, um herabfallende Drähte sofort zu erden. Die aus Messingrohr hergestellte Rute kann ebenso wie die Stangenisolatoren in kurzer Zeit ersetzt, und während des Ersatzes kann die erwähnte zweite Leitung benutzt werden. Ein Turmwagen ist zur Reparatur nicht erforderlich.

Fig. 22.

V = Voltmesser A = Amperemesser U = Umschalter

Die Strecke wird in abschaltbare Abteilungen zerlegt, die mit Hörnerschaltern von den Signalen aus ein- und ausgeschaltet werden.

Das Einfahren in eine spannungslose Strecke geht anstandslos mit einem leichten Feuerregen vor sich.

5) Der **Walzenabnehmer** ist ähnlich wie der Bügel angeordnet. Das Querstück besteht jedoch aus einer sich ziemlich rasch drehenden Metallwalze, die häufig auf Kugellagern läuft. Dieser Abnehmer ist schwerer und federt wohl auch etwas weniger als der Bügel, er nutzt jedoch den Draht

Fig. 23.

Fahrleitung ohne Durchhang nach Kando.

weniger ab; ferner ist ein Entgleisen so gut wie ausgeschlossen. Die Walze besteht auf der Valtellina-Bahn aus zwei durch Holz gegeneinander isolierten Kupferröhren, die rd. 4000 Uml./min machen. Neuerdings werden elektrolytisch verkupferte Stahlwalzen verwendet, die sich nicht in den Kugellagern festklemmen. Die Valtellina-Stromabnehmer führen bei 64 km Geschwindigkeit und 3000 V 200 Amp, d. h. 1000 KVA. Ein Stromabnehmer ist für **Vorwärtsfahrt**, einer für **Rückwärtsfahrt** vorgesehen; beide werden durch Druckluft bewegt und durch einen Glyzerintopf gedämpft. Die Kupferwalzen machen 15000 bis 20000 Zugkilometer, die Stahlwalzen etwa 10000; dann werden sie wieder verkupfert. Um das durch den wechselnden Durchhang bedingte Schlagen und Hämmern der Stromabnehmer zu vermeiden, hat Kando die in Fig. 23 dargestellte Leitungsführung vorgeschlagen, wobei durch Verwendung zweier einander kreuzender Arbeitsdrähte eine fast gerade Berührungsbahn geschaffen wird.

Fig. 24.

Fahrdrahtaufhängung von B. J. Arnold für hochgespannten Einphasenstrom.

6) Für sehr geringe Fahrdrahthöhe eignet sich der **Parallelogrammabnehmer**[1]). Alle oberirdischen Leitungen sind dabei elastisch aufzuhängen (Fig. 24); bei starren Befestigungen führen die andauernden Schläge des Ab-

[1]) Z. 1902 S. 600.

nehmers zu Leitungsbrüchen. Die Union E.-G. hängt für ihre Einphasenbahnen den Fahrdraht alle 3 bis 4 Meter an einem Tragdraht[1] auf, so daß der Fahrdraht fast keinen Durchhang hat und nicht zu Boden fallen kann. Alle Fahrdrähte mit Spannungen über 1000 V sollten zweimal isoliert aufgehängt werden.

7) Die dritte Schiene, Fig. 25 bis 27, mit Schuh, der durch sein Eigengewicht oder durch Preßluft auf die Schiene gepreßt wird. Der Schuh kann die Schiene von oben, von unten oder von der Seite bestreichen. Er gestattet die Abnahme von Strömen bis über 2000 Amp. Ueberdies ist die dritte Schiene in der Regel billiger als die oberirdische Leitung. Bei Wechsel- und Drehstrom hat sie allerdings den Nachteil, daß ihr Widerstand 5- bis 15 mal größer ist als bei Gleichstrom. Für Drehstrom dürfte sie überhaupt ausgeschlossen sein, da ihr Hauptnachteil eben ihre Gefährlichkeit für über die Gleise gehende Menschen ist. Immerhin ist eine fast vollkommene Abdeckung durch Bretter möglich, wie sie z. B. auf dem Bahnhof der Baltimore and Ohio-Bahn ausgeführt ist, wo nur schmale Schlitze für die Bewegung des Schuhes ausgespart sind. Greift der Schuh von der Seite an die Schiene, so kann diese leicht überdacht werden, so daß man die Gleise gefahrlos auf diesen Holzdächern überschreiten kann.

Fig. 25.

Dritte Schiene der Central London Railway

Fig. 26.

Dritte Schiene der Great Northern und City Railway.

Fig. 27.

Dritte und vierte Schiene der Mersey Railway.

Kraftwerke und Unterstationen.

Bei einem Vergleich der für die verschiedenen Systeme erforderlichen Kraftwerke und Unterstationen ist zunächst zu beachten, daß bei Wechsel- und Drehstrom sämtliche Generatoren und Transformatoren nach den aufgewendeten Kilovoltampere, die wesentlich höher sind als die Kilowatt, zu bemessen sind. Der mittlere Wert für cos φ ist bei Drehstrom oft sehr gering und erreicht manchmal kaum 0,5; bei Wechselstrom ist er beim Anfahren gar noch kleiner. Verwendet man bei Einphasenbahnen einphasige Generatoren und Transformatoren, so fallen sie immerhin 20 bis 30 vH größer aus als mehrphasige Maschinen, so daß zu Zweiphasendynamos zu raten ist, obwohl die Belastung beider Phasen nie gleich sein wird. Scott empfiehlt aus wirtschaftlichen Gründen die Erdung des Verkettungspunktes von Mehrphasengeneratoren für Einphasenbahnen, d. h. die Verbindung desselben mit der Schienenrückleitung, Fig. 28. Kraftwerke und Unterstationen müssen für entsprechend kurze Zeit auch die größte erforderliche Leistung abgeben können, die leicht 2- bis 10 mal größer als die mittlere sein kann. Das Verhältnis ist um so kleiner, je dichter der Verkehr ist; es wird 1,5 bis 3 bei Straßenbahnen und 5 bis 10 bei Nebenbahnen.

Fig. 28.

Verkettete Schienenrückleitung nach Scott.

Auf Drehstrombahnen findet überdies beim Anfahren eines Zuges durch das Nachlassen der Periodenzahl ein Kraftausgleich derart statt, daß die in Fahrt befindlichen Züge zeitweilig weniger Strom aufnehmen oder gar als Generatoren Strom ins Netz schicken.

Fügt man bei Gleichstrom in den Unterstationen Pufferbatterien ein, so bemißt man sämtliche Maschinensätze nur nach der mittleren Leistung. Es ist nur einzuwenden, daß Batterien in Anlage und Betrieb teuer sind und nicht sehr wirtschaftlich arbeiten. Aber sie geben außer dem Ausgleich auch einen sicheren ruhigen Betrieb, den sie sogar ohne Maschinen kurze Zeit übernehmen können. Bei Drehstrom ließe sich die Aufstellung von Akkumulatoren nur durch Einfügung eines Drehstrom-Gleichstrom-Umformers ermöglichen. Eine Erleichterung und Einschränkung für das Kraftwerk ist bei dichtem Verkehr und stark veränderlichem Profil durch Zurückarbeiten der auslaufenden oder auf Gefälle fahrenden Fahrzeuge möglich.

Solange man nicht in der Lage ist, wesentlich höhere Gleichstromspannungen zu erzeugen und zu verwenden, ist ein Nachteil aller Gleichstrombahnen die Notwendigkeit, in den Unterstationen rotierende Umformer aufzustellen, die wesentlich teurer ausfallen als Drehstrom- und Einphasentransformatoren. Letztere brauchen auch weniger Wartung, sofern man Oeltransformatoren mit Eigenkühlung verwendet, die sich wegen ihrer großen Wärmeaufnahmefähigkeit für kurze Belastungen sehr gut eignen.

Transformatoren mit $1^1/_2$ bis 2 vH größtem Spannungsabfall lassen sich für kurze Zeit auf das 4- bis 5 fache überlasten, rotierende Umformer wohl nur auf das 2- bis $2^1/_2$ fache; allerdings kann ihnen die Batterie zuhülfe kommen. Es gibt aber trotzdem viele Fälle, wo die Anschaffungskosten einer Gleichstrombahn doch nicht größer sind als bei Drehstrom, und wo die Betriebskosten von Gleichstrombahnen mit Drehstromübertragung wesentlich geringer ausfallen als bei reinem Drehstrom- oder Einphasenbetrieb, und zwar um so mehr, je höher die Gleichspannung getrieben wird. Der Preis für die Umformerstationen beträgt eben nur etwa 15 vH der gesamten Anlagekosten, die beim Kraftwerk und anderweitig wieder zu gewinnen sind. Die Erfindung gut arbeitender, ruhender, d. h. nicht umlaufender Drehstrom-Gleichstromumformer würde die Verhältnisse noch bedeutend zugunsten des Gleichstromes verbessern, besonders, wenn diese Umformer billig wären.

Bei gleicher Fahrdrahtspannung und gleichem Spannungsabfall hat man bei Dreh- und Wechselstrom die Unterstationen dichter zu legen als bei Gleichstrom: in Entfernungen

[1]) Z. 1904 S. 803.

von 10 bis 20 km bei Gleichstrom von 600 bis 800 V, von etwa 30 km bei Gleichstrom von 1200 V oder bei Dreh- oder Wechselstrom von 2500 V und von 100 bis 150 km bei Wechselstrom von 15000 V. Sobald man bei Gleichstrom auf Fahrdrahtspannungen von über 1200 bis 2000 V kommt, dürfte es sich empfehlen, mit den Unterstationen nicht zu weit zu gehen und eher mehr Hauptstationen zu verwenden, die sich im Notfall unterstützen können. Für die Erzeugung von hochgespanntem Gleichstrom von 1500 bis 4000 V dürften sich entweder mehrere in Reihe geschaltete langsamlaufende Einzelmaschinen mit Fremderregung oder Maschinen mit zwei und mehr Kommutatoren empfehlen. Dabei läßt sich auch in einfacher Weise der Mittelleiter für Dreileiter abzweigen. Für sehr große Netze von Gleichstrombahnen empfiehlt sich die Uebertragung mit Drehstromspannungen[1]) bis 60000 V und 10 bis 15 Perioden sowie Umformung in Einankerumformern für 2 × 1500 V mit zwei Kommutatoren. Die vier Wagenmotoren sind dabei für 700 V zu wickeln.

Schluß.

Man hat vor Jahren schon den Gleichstrombetrieb für Bahnen als ganz ungeeignet erachtet; heute wirft man vielfach Gleichstrom und Drehstrom über Bord und schwört nur auf Einphasenstrom, der noch keineswegs erprobt ist und sicher manche Nachteile hat. Ich glaube, daß sich alle drei Systeme für Fernbahnen augenblicklich noch die Wage halten. Gegen Gleichstrom spricht die Beschränkung in der Höhe der Fahrdrahtspannung und die Notwendigkeit der Unterstationen mit rotierenden Umformern, gegen Drehstrom besonders die doppelte Fahrleitung sowie der Mangel einer einfachen Geschwindigkeitsregelung, gegen Einphasenstrom die Schwierigkeit der Kommutierung und die größeren Verluste bei Dauerfahrt. Die Anschaffungskosten und Betriebskosten hängen wesentlich vom Einzelfall ab; sie sind in den allermeisten praktischen Fällen kaum um 10 bis 20 vH für die drei Systeme verschieden, wobei für Gleichstrom stets das spricht, daß der Gleichstrommotor wohl der beste und sicherste Bahnmotor ist. Auch ist die allgemeine Sicherheit der Gleichstromausrüstungen bis 1000 V derjenigen bei Hochspannung selbst bei den sorgfältigsten Revisionen überlegen. Dreh- und Wechselstromspannungen sind bekanntlich in ihrer Wirkung auf den menschlichen und tierischen Organismus 2- bis 3mal gefährlicher. Die Anlagekosten für die elektrischen Wagenausrüstungen werden stets bei Dreh- und Einphasenstrom höher sein als bei Gleichstrom, ebenso diejenigen des Kraftwerkes, während die Kosten der Unterstationen und häufig der Leitungen zugunsten von Wechsel- und Drehstrom ausfallen. Bei den Betriebskosten wirken die Verluste und die Bedienung der rotierenden Umformer ungünstig für Gleichstrom.

Für schwere Züge auf langen Strecken und bei kleiner Beschleunigung wird Drehstrom stets Aussicht auf Verwendung haben, besonders wenn man die Züge durchgehend anordnet und das Rangieren im wesentlichen mit besondern Lokomotiven besorgt. Dagegen hat der Drehstrom auf Stadt- und Vorortbahnen wenig Aussicht. Das würde allerdings einen gleichartigen Betrieb für den Fern- und Nahverkehr ausschließen, der aber mit Hülfe des Einphasenmotors oder etwa mit hochgespanntem Gleichstrom sowie mit den früher erwähnten Wechselstrom-Gleichstrom- oder Drehstrom-Gleichstromausrüstungen möglich ist. Für Hoch- und Untergrundbahnen mit der vorgeschriebenen Spannungsgrenze von 1000 V kann nur Gleichstrom in Frage kommen, auf Vorortbahnen halten sich Gleichstrom und Einphasenstrom die Wage, die allerdings bei Gleichstromspannungen über 1500 V häufig zugunsten des ersteren ausschlagen wird. Auf Vollbahnen ist der Einphasenbetrieb, sofern er sich bewährt, ein heftiger Konkurrent des Drehstromes, wegen der einfacheren Leitungs- und Regelungsverhältnisse.

[1]) oder 60000 V bei konstanter Stromstärke.

Versuche über Lagerreibung nach dem Verfahren von Dettmar.

Von Dipl.-Ing. Dr. **H. Heimann**, Berlin.

Ueber eine Reihe von Lagerreibungsversuchen, die im Laboratorium der Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a/M., auf Anregung und nach dem Programm des Oberingenieurs G. Dettmar Anfang 1902 begonnen und bis in die Gegenwart fortgesetzt worden sind, soll, soweit abschließende Ergebnisse erzielt sind, im folgenden zusammenhängend berichtet werden.

Als Versuchseinrichtung diente der von Dettmar[1]) angegebene, aus seinen Untersuchungen über das Auslaufverfahren hervorgegangene Oelprüfer. Die Bedenken Lasches[2]) gegen das Auslaufverfahren zur Bestimmung der Lagerreibungsverluste sind berechtigt bei unmittelbarer Messung an rasch laufenden Drehstrommaschinen. Wesentlich günstiger liegen indes die Verhältnisse bei Messung an normalen Gleichstrommaschinen, wobei nach Dettmar[3]) die Luftreibungsverluste rd. 8 vH der Lagerreibungsverluste betragen. Bei Anwendung des Oelprüfers mit glatten Schwungscheiben und verhältnismäßig geringer Umfangsgeschwindigkeit bleiben diese Verluste jedoch innerhalb der durch die Beobachtungsfehler von selbst gegebenen Grenzen.

Die Versuche erstrecken sich über Pressungen von 0 bis 15 at, Geschwindigkeiten von 0 bis 3,5 m/sk und Temperaturen von 20 bis 200° C; sie geben Aufschluß über den Einfluß der Oelschichtdicke, der Lagerkonstruktion und des Lagermetalles, über die Schmierfähigkeit von Lagerölen, Zylinderölen, starrem Fett, Vaselinöl, Glyzerin u. s. f. und schließlich über das Unbrauchbarwerden von Oel.

[1]) Elektrotechn. Zeitschrift 1899 S. 203, 380 und 1902 S. 741; Dinglers Polyt. Journal Bd. 315 Heft 6.
[2]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 9 S. 35.
[3]) s. Fußnote 1.

I. Das Auslaufverfahren und der Oelprüfer von Dettmar.

Bei der Konstruktion des Oelprüfers waren die folgenden Gesichtspunkte maßgebend:

1) Bei Untersuchung der Eigenschaften der Lager- und Schmiermittel müssen die normalen Betriebsverhältnisse im Versuchsgerät herstellbar sein;

2) das Versuchsgerät muß leicht und genau eingebaut werden können;

3) genaue Ergebnisse müssen mit einfachen Mitteln, wie Sekundenuhr, Umlaufzähler und Thermometer, gewonnen werden.

Die Versuchseinrichtung besteht, wie aus Fig. 1 bis 5 hervorgeht, aus einer an einem einzigen Ort gelagerten und symmetrisch dazu mit Schwungscheiben belasteten Welle. Es sind Einrichtungen für Ring-, Tropf- und Preßschmierung vorgesehen. Die Temperatur kann an Thermometern im Oelsack oder in unmittelbarer Nähe der Lauffläche abgelesen werden und ist durch Warmwasser-, Gas- oder elektrische Heizung regelbar. Zusatz-Schwungringe gestatten, die Lagerbelastung zu verändern. Die Lagerschale wird nach Abziehen der Schwunggewichte und der Spritzringe von der Welle ausgewechselt, indem man sie seitlich aus dem Lagerbock herauszieht. Die Versuchseinrichtung wird für elektrischen, Riemen- und Handantrieb gebaut, und eine in axialer Richtung auslösbare, unter dem Einfluß einer Feder oder des Motorfeldes stehende Kupplung gestattet, die Antriebkraft plötzlich abzuschalten. Da die Welle nur in einem Lager gestützt ist, sind Zwängungen, wie sie bei mehrfach unterstützten Wellen beim Auswechseln der Lagerschalen vorkommen, vermieden. Zur wagerechten Aufstellung der Ver-

suchseinrichtung, die erforderlich ist, um Reibungen an den Stirnflächen der Lagerschale zu vermeiden, wird eine Wasserwage benutzt; sie ist erreicht, sobald die umlaufende Welle beim geringsten Anstoß in axialer Richtung ausweicht.

Die Versuchseinrichtung hat die folgenden Hauptabmessungen:

Lagerlänge	50 mm
Lagerdurchmesser	30 »
Dmr. der Schwungscheiben	230 »
Breite der Schwungscheiben	80 »
äußerer Durchmesser der Zusatzringe	290 »
Breite der Zusatzringe	75 »
Gewicht der Schwungscheiben samt Welle	45 kg
» » Zusatzringe	30 »

d der Lagerdurchmesser in cm,

P die gesamte Lagerbelastung in kg,

$p = \frac{P}{ld}$ die spezifische Lagerbelastung in kg/qcm oder at,

μ der Zapfenreibungskoeffizient,

$\bar{\mu} = \mu p$ der auf die Belastung 1 at reduzierte Zapfenreibungskoeffizient, kurz: der spezifische Reibungskoeffizient; seine Einführung durch Dettmar ist deshalb von Wichtigkeit, weil er, wie aus den weiter unten angegebenen Versuchen folgt, für die gebräuchlichen Oelsorten im praktisch wichtigsten Geschwindigkeitsbereich und für ungeteilte Lager von der Lagerbelastung ganz unabhängig ist.

Die lebendige Kraft der kreisenden Masse zur Zeit T ist

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3. Einrichtung mit normalem Ringschmierlager.

Fig. 4. Einrichtung mit Lagerschale für starres Fett.

Fig. 5. Einrichtung mit Lager für hohen Druck und Zusatzschwungringen.

Ein Reibungsversuch findet in der Weise statt, daß, nachdem der Beharrungszustand erreicht ist, die Umlaufzahlen der vom Antrieb losgekuppelten Versuchseinrichtung in gleichen Zeitabschnitten bis zum Stillstand beobachtet werden. Man nimmt also die »Auslaufkurve« auf und bestimmt aus ihr die Kurve des Reibungskoeffizienten gemäß der folgenden Ueberlegung:

Es sei

J das auf die Drehachse bezogene gesamte Trägheitsmoment der kreisenden Masse,

w die Umfangsgeschwindigkeit der Welle zur Zeit T in m/sk,

ω die Winkelgeschwindigkeit der Welle zur Zeit T,

n die minutliche Umlaufzahl der Welle zur Zeit T,

l die Lagerlänge in cm,

$J\frac{\omega^2}{2}$ und nimmt infolge der Bewegungswiderstände nach Abschaltung der Antriebkraft in der Zeit dT um $J\omega\, d\omega$ ab; also:

$$\mu p d l w\, dT = J\omega\, d\omega.$$

Da nun

$$w = 0{,}01\frac{\omega d}{2}, \quad \omega = \frac{n}{9{,}95},$$

so wird

$$\mu = \frac{200\,J}{p d^2 l}\,\frac{1}{9{,}95}\,\frac{dn}{dT} = \frac{c}{p}\,\frac{dn}{dT},$$

während $\bar{\mu} = \mu p = c\frac{dn}{dT}$, wobei $c = \frac{200\,J}{9{,}95\,d^2 l}$.

Bei der zu den vorliegenden Versuchen benutzten Einrichtung war

$$c = 0{,}0133.$$

Die Auslaufkurve stellt nun n als Funktion von T dar. Die erste Abgeleitete dieser Kurve ist also im Ordinatenmaßstab $1:c$ gleichzeitig die Kurve der spezifischen Reibungskoeffizienten und im Ordinatenmaßstab $1:\frac{c}{p}$ die des gewöhnlichen Reibungskoeffizienten. Beide Kurven können daher leicht konstruiert werden.

Es mag an dieser Stelle mit Rücksicht darauf, daß häufig, z. B. bei vergleichender Untersuchung von Schmiermitteln, nicht die absoluten Reibungswerte, sondern vielmehr die relativen interessieren, ein auf die vorangehenden Ueberlegungen gegründetes, dem Bedürfnis des Betriebstechnikers genügendes summarisches Untersuchungsverfahren skizziert werden.

Innerhalb der Geschwindigkeitsgrenzen von 0 bis 4 m/sk ist die Auslaufkurve in der Form $n = c_1 T^{\varepsilon}$ darstellbar[1]), wenn c_1 eine Konstante bedeutet. Daraus folgt:

$$\bar{\mu} = \mu p = c\frac{dn}{dT} = cc_1\varepsilon T^{\varepsilon-1} = cc_1\varepsilon\frac{T^{\varepsilon}}{T} = c\varepsilon\frac{n}{T}.$$

Versuche haben nun ergeben, daß bei unveränderlicher Untersuchungstemperatur und unveränderlichem Druck den verschiedensten Schmiermitteln derselbe Wert ε angenähert entspricht. Beispielsweise war bei der Temperatur $t = 40^{\circ}$ und einem Druck $p = 3$ at

für Lageröl I . . . . $\varepsilon = 1{,}94$
für Glyzerin (spez. Gewicht 2,225) . . . . . . $\varepsilon = 1{,}96$
für ein dickflüssiges Zylinderöl . . . . $\varepsilon = 2{,}3$

Daraus folgt die Berechtigung, $c\varepsilon = k$, einer neuen Konstanten, zu setzen. Also wird

$$\bar{\mu} = k\frac{n}{T}.$$

Die spezifischen Reibungskoeffizienten verschiedener Oelsorten für eine bestimmte Umlaufzahl sind hiernach dieser Umlaufzahl direkt, den jeweiligen Auslaufzeiten von dieser Umlaufzahl ab umgekehrt proportional. Die »Güte« der Schmiermittel, ebenfalls ein von Dettmar eingeführter Begriff, ist ihren Auslaufzeiten also proportional. Wird die Güte eines Normalöles von der Auslaufzeit $T_1 = 1$ gesetzt, so ist die Güte eines vergleichsweise untersuchten Oeles von der Auslaufzeit $T_2 = \frac{T_2}{T_1}$.

Eine den Ansprüchen des Betriebstechnikers genügende vergleichende Untersuchung verschiedener Oele ist einfacher kaum denkbar, zumal Versuche ergeben haben, daß die Auswechslung eines Oeles im Lager nach Ablassen des untersuchten Oeles und Ausschwenken mit Benzin ohne Beeinträchtigung der Genauigkeit der folgenden Messung geschehen kann.

Aus den Gleichungen

$$n = c_1 T^{\varepsilon} \text{ und } \bar{\mu} = k\frac{n}{T}$$

folgt durch Elimination von T weiter:

$$\bar{\mu} = \frac{kn}{\sqrt[\varepsilon]{\frac{n}{c_1}}} = \frac{k}{c_1^{\frac{1}{\varepsilon}}}\, n^{1-\frac{1}{\varepsilon}} = rn^{1-\frac{1}{\varepsilon}},$$

wobei r von der Geschwindigkeit und, wie schon oben erwähnt, in den wichtigsten Fällen auch vom Druck unabhängig ist. Für $\varepsilon = 2$ wird

$$\bar{\mu} = r\sqrt{n} = r'\sqrt{w}.$$

Dieses Ergebnis stimmt überein mit den Versuchen von Tower[2]) nach dem Verfahren der Reibungswage. Die Reibungsarbeit selbst ist nun

$$R = \mu p d l w = \bar{\mu} d l w = r'\sqrt{w}\, d l \omega = r' d l w^{1,5}.$$

Der Wert r' läßt sich nach dem summarischen Untersuchungsverfahren ebenfalls leicht bestimmen.

Da $\bar{\mu} = r'\sqrt{w}$, so folgt

$$r' = \frac{\bar{\mu}}{\sqrt{w}} = \frac{\bar{\mu}}{\sqrt{\frac{d\omega}{2\cdot 100}}} = \frac{\bar{\mu}}{\sqrt{\frac{d}{200}\,\frac{n}{9{,}95}}} = \frac{25{,}7\,\bar{\mu}}{\sqrt{n}}.$$

[1]) s. Dettmar a. a. O.
[2]) Z. 1885 S. 837.

Nun ist aber $\bar{\mu} = \frac{kn}{T}$, also

$$r' = \frac{25{,}7}{\sqrt{n}}\,\frac{kn}{T}.$$

Beim Dettmarschen Oelprüfer ist

$$k = c\varepsilon = 0{,}0133 \cdot 2 = 0{,}0266.$$

Demnach wird

$$r' = 0{,}69\,\frac{\sqrt{n}}{T}.$$

II. Die Versuche.

Die in diesem Abschnitt zu erörternden Versuche beziehen sich auf die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Wellenumfangsgeschwindigkeit, der Lagerbelastung bei verschiedener Lagerkonstruktion, der Temperatur und dem Lagermetalle. Der Leichtigkeit des Vergleiches zuliebe ist durchgängig der spezifische Reibungskoeffizient $\bar{\mu} = \mu \cdot p$ als Funktion der Wellenumfangsgeschwindigkeit w aufgezeichnet. Wie schon erwähnt, erhält man den gewöhnlichen Reibungskoeffizienten durch Aenderung des Ordinatenmaßstabes im Verhältnis $1:p$. Um den Einfluß einer andern Veränderlichen, also beispielsweise der Temperatur, darzustellen, sind die Kurven der spezifischen Reibungskoeffizienten für verschiedene Werte dieser Veränderlichen nebeneinander aufgetragen.

Aus Fig. 6 bis 17 ist ersichtlich, daß die Kurve des spezifischen Reibungskoeffizienten in zwei charakteristische Aeste zerfällt: einen absteigenden Ast von der Geschwindigkeit 0 bis zu einer bestimmten geringen Umfangsgeschwindigkeit, und einen aufsteigenden Ast von dieser bestimmten Umfangsgeschwindigkeit ab. Die Versuche von Morra und Montel[1]) nach dem gleichen Verfahren, von Lasche[2]) und Stribeck[3]) mittels der Reibungswage, sowie die theoretischen Untersuchungen Sommerfelds[4]) führten zu demselben Ergebnis. Praktisch am wichtigsten ist das Geschwindigkeitsgebiet des aufsteigenden Astes, das daher zunächst besprochen werden soll.

A) Aufsteigender Ast (bei den üblichen Lager- und Oelverhältnissen etwa 0,4 bis 4 m/sk).

1) Einfluß der Geschwindigkeit.

Der spezifische Reibungskoeffizient nimmt gemäß Fig. 6 bis 17 mit wachsender Geschwindigkeit zu. Sind w_1 und w_2 zwei Geschwindigkeiten, $\bar{\mu}_1$ und $\bar{\mu}_2$ zwei entsprechende spezifische Reibungskoeffizienten, so läßt sich das Versuchsergebnis in die Form kleiden:

$$\frac{\bar{\mu}_1}{\bar{\mu}_2} = \frac{w_1^{x}}{w_2^{x}}.$$

In Zahlentafel 1 sind die aus den Kurven der vorliegenden Untersuchung berechneten Werte x neben denen der angezogenen Abhandlungen wiedergegeben. Die einzelnen Versuche zeigen bezüglich der Temperatur, des Druckes und des Schmiermittels weitgehende Verschiedenheiten. Dagegen folgt trotz der verschiedenen Versuchsbedingungen, daß von 20° bei Lagerölen bis 175° bei Zylinderölen und bei Geschwindigkeiten bis zu 4 m/sk der Mittelwert des Koeffizienten x nach den Versuchen Dettmars gleich 0,51 ist, (Nr. 1 bis 12 der Zahlentafel). Der entsprechende Mittelwert Stribecks ist $x = 0{,}505$, der Lasches $x = 0{,}30$, der von Morra und Montel $x = 0{,}66$. Das Mittel aus all diesen Werten ergibt sich zu $x = 0{,}5$. Damit rechtfertigt sich das unter I vorweggenommene summarische Vergleichsverfahren Dettmars und die Berechnung der Lagerreibung. Bei halber Lagerschale, Nr. 13

[1]) Sull apparecchio Dettmar per la prova dei lubrificanti, Rivista Tecnica 4. Jahrg. Heft 1.
[2]) Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit, Z. 1902 S. 1881 u. f.
[3]) Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, Z. 1902 S. 1341 u. f.
[4]) Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung, Zeitschrift für Mathem. und Physik Band 50 S. 99 u. f.

Fig. 6.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Druck.

spez. Reibungskoeffizient $\bar{\mu}$

× p = 3 kg/qcm
○ p = 5 „ „

Umfangsgeschwindigkeit

Temp. 42°, ungeteiltes Bronzelager, Oel Nr. 1.

Fig. 7.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Druck.

spez. Reibungskoeff. $\bar{\mu}$

× p = 8,9 kg/qcm
○ p = 13,3 „ „

Umfangsgeschwindigkeit

Temp. 24°, ungeteiltes Bronzelager, Oel Nr. 1.

Fig. 8.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Druck.

spez. Reibungskoeffizient $\bar{\mu}$

× p = 3 kg/qcm
○ p = 5 „ „

Umfangsgeschwindigkeit

Temp. 40°, halbes Bronzelager, Oel Nr. 1.

Fig. 9.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Druck.

spez. Reibungskoeff. $\bar{\mu}$

× p = 15 kg/qcm
○ p = 9 „ „

Umfangsgeschwindigkeit

Temp 30°, ausgespartes Bronzelager, Oel Nr. 1.

Fig. 10.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Temperatur.

spez. Reibungskoeffizient $\bar{\mu}$

t = 20°
t = 30°
t = 50°

Umfangsgeschwindigkeit

spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager, Oel Nr. 1.

Fig. 11.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Temperatur.

spez. Reibungskoeff. $\bar{\mu}$

t = 30°
t = 70°
t = 120°
t = 170°

Umfangsgeschwindigkeit

spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager, Zylinderöl Nr. 1.

Fig. 12.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Temperatur.

spez. Reibungskoeff. $\bar{\mu}$

t = 47°
t = 174°

Umfangsgeschwindigkeit

spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager, Zylinderöl Nr. 2.

Fig. 13.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Lagermetall.

spez. Reibungskoeff. $\bar{\mu}$

× Bronze
○ Weißmetall

Umfangsgeschwindigkeit

spez. Druck 3 at, Temp. 4[illegible]°, ungeteiltes Lager, Oel Nr. 1.

Fig. 14.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Oelschichtdicke.

Temp. 30°, spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager, Oel Nr. 1.

Fig. 15.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Oelschichtdicke.

Temp. 40°, spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager, Vaselinöl vom spez. Gewicht 0,88.

Fig. 16.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Oelaustritt.

Temp. 39°, spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager, Vaselinöl vom spez. Gewicht 0,905.

Fig. 17.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Oelaustritt.

spez. Druck 7,5 at, ausgespartes Bronzelager.

und 14 der Zahlentafel, ist x anscheinend stark vom Druck abhängig:

$$\text{für } p = 3 \text{ at wird } x = 0{,}29,$$
$$\text{» } p = 5 \text{ » » } x = 0{,}47.$$

Für ein ausgespartes Lager, Nr. 15 und 16 der Zahlentafel, scheint x wesentlich höher zu liegen (0,68); doch liegen Vergleichsversuche für diese besondre Lagerform von seiten andrer nicht vor.

Im Geschwindigkeitsgebiete $w > 4$ m/sk nimmt x wieder ab, um schließlich bei $w > 10$ m/sk, wie Lasche gefunden hat, gleich null zu werden, so daß für große Geschwindigkeiten der Reibungskoeffizient unabhängig von der Geschwindigkeit wird. Zur Erklärung dieses eigentümlichen Verhaltens des Reibungskoeffizienten reicht die von Petroff[1]) aufgestellte, von Reynolds und Sommerfeld unter Berücksichtigung der exzentrischen Lage der Welle weiter ausgebildete rein hydrodynamische Reibungstheorie nicht aus. Nach dieser Theorie ist für genügend große Geschwindigkeiten

$$\bar{\mu} = \frac{\lambda \pi w}{\delta},$$

wenn δ die Oelschichtdicke (Lagerspielraum) und λ die Viskositätskonstante des Schmiermittels ist. Aus zwei Gründen weicht die beobachtete Abhängigkeit von der theoretischen so völlig ab. Erstens ändert sich je nach der Geschwindigkeit die Schmierschichttemperatur und damit λ, zweitens ändert sich die in der Wellenrichtung zu- und abfließende sekundliche Oelmenge. Bei den in der Zahlentafel unter 1 bis 16 angeführten Versuchen wurde die Temperatur im Oelsack unveränderlich gehalten. Die Temperatur der Schmierschicht selbst, die ja die gesamte von der umlaufenden Welle abgebremste Reibungsarbeit aufzunehmen und in Form von Wärme weiter zu geben hat, sei um τ^0 höher als die Oelsacktemperatur. Sekundlich mögen durch das Lager infolge der Förderung durch den Schmierring q ltr Oel von der spezifischen Wärme σ fließen. Dann ist die sekundlich durch diese Oelmenge weiter gegebene Wärme

$$W = \sigma q \tau;$$

diese Wärmemenge ist aber der Reibungsarbeit R äquivalent:

$$W = \frac{R}{424}.$$

Nun ist aber nach der hydrodynamischen Theorie

$$R = \frac{\lambda F w^2}{\delta},$$

wenn F die Zapfenoberfläche. Also wird

$$W = \sigma q \tau = \frac{\lambda F w^2}{\delta} \frac{1}{424}$$

$$\frac{\lambda w}{\delta} = \frac{424 \sigma q \tau}{F w}.$$

Daraus folgt

$$\bar{\mu} = \frac{\lambda \pi w}{\delta} = \frac{424 \pi \sigma q \tau}{F w} = C \frac{q \tau}{w}.$$

[1]) Neue Theorie der Reibung, deutsch von Wantzel, Hamburg 1887.

Zahlentafel 1.

Nr.	Fig.	t °C	p at	$\frac{\mu_1}{\mu_2}$	w_2	$\frac{w_1}{w_2}$	$x = \lg \frac{\mu_1}{\mu_2} : \lg \frac{w_1}{w_2}$		Bemerkungen
							Dettmar.		
1	6	42	3, 5	0,39	2,8	0,217	0,62		ungeteiltes Bronzelager. Lageröl I
2	7	24	9, 13	0,46	3,0	0,133	0,385		» » » I
3	10	20	3	0.6	3,0	0.333	0.47		» » » I
4	10	30	3	0,69	3,4	0.41	0,50		» » » I
5	10	50	3	0 80	3,6	0,66	0,53		» » » I
6	11	70	3	0,75	3,0	0.47	0,42	0,51	» » Zyl.-Oel I
7	11	120	3	0,52	3,0	0,267	0,50		» » » I
8	11	170	3	0,64	3,0	0,53	0,69		» » » I
9	12	47	3	0,665	3,0	0,4	0,44		» » » II
10	12	174	3	0,55	3,4	0,354	0,575		» » » II
11	14	30	3	0,575	3,6	0,333	0,50 } dünne		» » Lageröl I
12	15	40	3	0,65	3	0,04	0,48 } Welle		» » Vaseline
13	8	40	3	0,74	3	0,333	0,29	} 0,38	halbes Bronzelager. Lageröl I
14	8	40	5	0,725	3	0,5	0,47		» » » I
15	9	30	9	0,425	2,4	0,3	0,71	} 0,675	ausgespartes Bronzelager. Lageröl I
16	9	30	15	0,64	2,4	0,5	0,64		» » » I
							Stribeck.		
17	7	25	3	0,62	4	0,364	0,48		Gußeisenlager ungeteilt
18	7	25	6	0.595	4	0,364	0,51		» »
19	7	25	2	0,76	4	0 545	0,46	0,505	» »
20	17	25	10	0,68	4	0,455	0,49		Weißmetallager »
21	17	25	5	0,77	4	0,63	0,55		» »
							Lasche.		
22	29	50	6,5	0,59	5	0,2	0,33	} 0,30	ungeteiltes Bronzelager. Imperial 0
23	29	50	6,5	0,64	5	0,2	0,27		» Weißmetallager » 0
							Morra und Montel.		
24	4	22,5	4,76	—	2,2	—	0,67		ungeteiltes Bronzelager
25	4	37	4,76	—	2,2	—	0.61		» »
26	4	68	4,76	—	2,2	—	0.57		» »
27	5	17,5	2,88	—	2.2	--	0,76	0,66	» »
28	5	37	2,88	—	2,2	—	0,72		» »
29	5	67	2,88	—	2,2	—	0,64		» »

Nun sind bei Ringschmierung q sowohl wie τ Funktionen von w, also ist $\bar{\mu}$ durch diese Funktionen mitbestimmt. Aus Fig. 18, die der Figur 10 der bereits erwähnten Abhandlung Stribecks entnommen ist, folgt, daß die Uebertemperatur der Schmierschicht proportional der Umfangsgeschwindigkeit wächst, d. h. $\tau = k w$, so daß

$$\bar{\mu} = \frac{C q k w}{w} = C' q.$$

Fig. 18.

Beharrungstemperaturen nach Stribeck. (Lufttemperatur 20°)

Der spezifische Reibungskoeffizient ändert sich demnach proportional der sekundlich durch die Lauffläche geförderten Oelmenge.

Daß in der Tat diese Beziehung Aufklärung über die eigentümliche Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Geschwindigkeit gibt, zeigen die Figuren 38 und 39 der angeführten Abhandlung Lasches, die vergleichsweise als Fig. 19 und 20 hierhergesetzt sind. Sie lassen erkennen, daß die Oelmenge zunächst mit der Umlaufzahl wächst, jedoch bei 2000 bis 2500 Uml./min (9,4 bis 11,8 m/sk) einer von der Geschwindigkeit unabhängigen Grenze zustrebt, in Uebereinstimmung mit der Beobachtung Lasches, daß bei Umfangsgeschwindigkeiten $w > 10$ m/sk μ ebenfalls von der Geschwindigkeit unabhängig wird.

2) Einfluß der spezifischen Belastung.

In Fig. 6 bis 9 sind für verschiedene Lagerbelastungen und Lagerformen die Kurven der spezifischen Reibungskoeffizienten aufgetragen. Aus Fig. 6 und 7 folgt, daß für **ungeteilte Lager, in denen eine ununterbrochene Druckverteilung rings um die Welle möglich ist, der spezifische Reibungskoeffizient vom Druck unabhängig wird, der gewöhnliche Reibungskoeffizient also dem Druck umgekehrt proportional ist.** Im Einklang hiermit stehen die Ergebnisse Lasches, a. a. O. Fig. 28, und die Untersuchungen von Morra und Montel, deren Zahlentafel hierhergesetzt werden möge.

Versuch	Temperatur °C	Uml./min	$\frac{\mu_1 p_1}{\mu_2 p_2}$
1a	20	1560	1,03
2a	20	1440	1,09
		1080	1,04
3a	31,5	1560	1,02
		1440	0,97
		1320	1,03

Dabei war

$$p_1 = 4{,}76 \text{ at},$$
$$p_2 = 2{,}88 \text{ »}.$$

Dagegen weichen die Ergebnisse Stribecks, a. a. O. Fig. 7, insofern ab, als nach ihnen der spezifische Reibungskoeffizient mit wachsender Belastung zunimmt. Beispielsweise ist für

Fig. 19 und 20.

$p = 1$ at und 4 m/sk Umfangsgeschwindigkeit $\bar{\mu} = 0{,}046$, für dieselbe Umfangsgeschwindigkeit und $p = 2$ at $\bar{\mu} = 0{,}060$. Der Grund für diese Abweichung mag vielleicht darin zu suchen sein, daß Lagerdeckel und Lagerkörper nicht fest zusammengepreßt waren, so daß das Lager wie ein geteiltes Lager zu betrachten ist. Für geteilte Lager oder besonders ausgearbeitete Lager, bei denen eine ununterbrochene Druckverteilung rings um die Welle nicht möglich ist, gilt nämlich das Gesetz von der umgekehrten Proportionalität zwischen Reibungskoeffizient und spezifischer Belastung nicht mehr, wie aus Fig. 8 und 9 folgt. Gemäß Fig. 8 ist für eine halbe Lagerschale und eine Umfangsgeschwindigkeit von 3 m/sk für $p = 3$ at $\mu = 0{,}038$, also $\bar{\mu} = 0{,}114$, und für $p = 5$ at $\mu = 0{,}030$, also $\bar{\mu} = 0{,}15$. Aus Fig. 9 folgt für ein nach Skizze symmetrisch ausgespartes Lager, daß die spezifischen Reibungskoeffizienten für größere Geschwindigkeiten miteinander zusammenzufallen scheinen, während für geringe Geschwindigkeiten beträchtliche Abweichungen vorkommen, die durch das Austreten des Oeles aus dem Lager bedingt sind. Bei größeren Geschwindigkeiten nämlich bildet sich rings um die Welle, trotz des ausgesparten Lagers, eine zusammenhängende Oelschicht, und infolgedessen gilt für große Geschwindigkeiten wieder die Beziehung, daß der spezifische Reibungskoeffizient vom Druck unabhängig ist, während bei kleineren Geschwindigkeiten die Kontinuität der Oelschicht um so früher aufhört, je höher der Druck ist.

3) Einfluß der Temperatur.

Um den Einfluß der Temperatur festzustellen, muß man, da die wahre Temperatur der Oelschicht nicht meßbar ist, stets die Temperatur einer bestimmten Stelle des Lagers messen. Bei den folgenden Versuchen wurde im Gegensatz zu Stribeck und Lasche nicht die Temperatur unmittelbar an der Lagerschale abgelesen, sondern, da die Versuche durchgängig mit Ringschmierung stattfanden, die mittlere Temperatur des Oeles im Oelsack. In Fig. 10 bis 12 sind für ein Lageröl und zwei Zylinderöle die Kurven der spezifischen Reibungskoeffizienten für verschiedene Temperaturen aufgetragen. Aus Fig. 10 folgt, daß für Lageröle und Temperaturen von 20 bis 50° der spezifische Reibungskoeffizient angenähert umgekehrt proportional der Oeltemperatur ist. Für das gemäß Fig. 11 untersuchte Zylinderöl gilt diese umgekehrte Proportionalität angenähert in den Grenzen von 70 bis 170° und für das gemäß Fig. 12 untersuchte Zylinderöl Nr. 2 in den Grenzen von 47 bis 174°. Diese Versuche, die nochmals in Zahlentafel 2 zusammengefaßt sind, stehen im Einklang mit den Untersuchungen von Stribeck, Lasche sowie Morra und Montel, welche sich freilich nur auf Lageröle beziehen. Beispielsweise führt Stribeck die unten stehende Zahlentafel 3 an. Daraus folgt

$$\text{bei } p = 7{,}7 \text{ kg/qcm} \quad \frac{25\,\mu_{25}}{40\,\mu_{40}} = 1{,}06,$$

$$\text{» } p = 17{,}4 \quad \text{»} \quad \frac{25\,\mu_{25}}{40\,\mu_{40}} = 0{,}95.$$

Morra und Montel geben die Zahlentafel 4.

Bezüglich der Angaben Lasches ist auf Fig. 30 seiner Abhandlung zu verweisen.

4) Einfluß des Lagermetalles.

In Fig. 13 ist unter denselben Verhältnissen der spezifische Reibungskoeffizient einmal bei Benutzung eines Bronzelagers, das andremal bei Benutzung eines Weißmetallagers dargestellt. Aus der Figur folgt, daß kein erkennbarer Unterschied vorhanden ist. Das steht

Zahlentafel 2. Werte für $\bar{\mu}$.

w	Temperatur				
	20°	30°	50°		
1,6	0,135	0,097	0,053	—	Lageröl I
3,0	0.177	0,128	0,076	—	Lageröl I
	30°	70°	120°	170°	
1,6	—	0,10	0,067	0,048	Zyl.-Oel I
3,0	—	0,128	0,090	0,072	Zyl.-Oel I
	47°			174°	
3	0,16	—	—	0,035	Zyl. Oel II

Zahlentafel 3. Werte für μ nach Stribeck.

p kg/qcm	$t = 20°$	25°	30°	35°	40°	45°
2,4	0,0602	0,0172	0,0368	0,029	—	—
7.7	0,0261	0,0222	0,0186	0,0156	0,013	—
12.5	0,0175	0,0148	0,0125	0,0105	0,0088	0,0074
17,4	0,0138	0,012	0,0105	0,0092	0,0079	0,0068

Zahlentafel 4. Werte nach Morra und Montel.

	Uml. min	p kg/qcm	$\frac{t_1\,\mu_1}{t_2\,\mu_2}$
A	1440 1080	2,88	$\frac{23\,\mu_{23}}{31{,}5\,\mu_{31,5}} = \begin{cases} 1{,}027 \\ 1{,}05 \end{cases}$
B	1200 960	2,88	$\frac{67\,\mu_{67}}{17\,\mu_{17}} = \begin{cases} 1{,}038 \\ 1{,}10 \end{cases}$
C	1200 1440	4,76	$\frac{67\,\mu_{67}}{37\,\mu_{37}} = \begin{cases} 0{,}91 \\ 1{,}06 \end{cases}$

in voller Uebereinstimmung mit der hydrodynamischen Theorie der Lagerreibung, nach der, sobald sich erst einmal eine ununterbrochene Oelschicht zwischen Welle und Lager gebildet hat, das Wellen- und Lagermetall deshalb ausscheidet, weil gegenüber der inneren Reibung des Oeles die Adhäsion zwischen Oel und Metall als unendlich groß zu betrachten ist. Auch Lasche kommt zu ähnlichem Ergebnis (a. a. O. Fig. 32).

5) Einfluß der Oelschichtdicke bezw. des Lagerspielraumes.

Die genaue Feststellung des Lagerspielraumes ist mit Schwierigkeiten verknüpft, da sowohl die Deformation infolge der Lagerbelastung als auch die Ausdehnung infolge der Lagertemperatur hierbei eine wesentliche Rolle spielen kann. Die bei den Versuchen Fig. 14 und 15 angegebenen Werte des Spielraumes sind daher nur als rohe Annäherung zu betrachten. Fig. 14 und 15 zeigen die spezifischen Reibungskoeffizienten zweier Oele für zwei verschiedene Wellendurchmesser. Aus Fig. 14 ergibt sich beispielsweise für eine Umfangsgeschwindigkeit von 2 m/sk bei einem Lagerspielraum $\delta = 0{,}06$ $\mu = 0{,}21$ und bei einem Lagerspielraum $\delta = 0{,}12$ $\mu = 0{,}105$. Aus Fig. 15 folgt z. B. für eine Umfangsgeschwindigkeit von 2,4 m/sk bei einem Lagerspielraum $\delta = 0{,}06$ $\mu = 0{,}078$ und bei $\delta = 0{,}12$ $\mu = 0{,}042$. Daraus ist zu schließen, daß der spezifische Reibungskoeffizient dem Lagerspielraum, also der Oelschichtdicke, angenähert umgekehrt proportional gesetzt werden darf, eine Erfahrung, die mit der hydrodynamischen Theorie im Einklang steht und auch, wenigstens qualitativ, durch die Versuche Lasches (a. a. O. Fig. 42) bestätigt wird.

Die vorstehend unter 1) bis 5) erörterte Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von den einzelnen Veränderlichen läßt sich in eine einzige Formel zusammenfassen. Sie lautet:

$$p \mu t \delta = a w^x,$$

wobei a eine Konstante bedeutet, die der inneren Reibung des Schmiermittels, also der sogenannten Viskositätskonstanten, proportional ist, während im vorliegenden Versuchsbereich x angenähert $= 0{,}5$ gesetzt werden kann. Lasche (a. a. O. 1890) hat für Geschwindigkeiten $w > 10$ m/sk und Temperaturen $t > 50^0$ die Formel aufgestellt:

$$p \mu t = \text{konst.} = 2.$$

In dieser Formel bleibt sowohl der Lagerspielraum als auch die Schmierfähigkeit des benutzten Oeles unberücksichtigt. Bei Gebrauch der üblichen Lageröle in Lagern mit normalem Spielraum und bei Temperaturen über 50^0 ist die Formel sicherlich berechtigt, da sich die Flüssigkeitsgrade einer Reihe von Lagerölen bei höheren Temperaturen einander augenfällig nähern (vergl. Stribeck a. a. O. Fig. 1). Für stark abweichende Verhältnisse reicht die Formel jedoch nicht aus. Wenn man sie auf Gebiete geringerer Geschwindigkeiten ausdehnen wollte, müßte der Ausdruck $p \mu t > 2$ sein, da ja mit wachsender Geschwindigkeit der Reibungskoeffizient einem konstanten Endwert zustrebt. In Zahlentafel 5 sind für die verschiedensten Verhältnisse die Werte $p \mu t$ aus den Versuchskurven zusammengestellt. Daraus ergibt sich, daß dieser Wert von der Art des verwendeten Oeles und dem Lagerspielraum in starkem Maße abhängt.

Zahlentafel 5.

Nr.	Fig.	Oelsorte	δ	w	t °C	$p \mu t$
1	15	Lageröl I	0,06	2	30	6,25
2	15	» I	0,12	2	30	3,20
3	16	{Vaseline spez. Gew. = 0,88}	0,06	2	40	2,90
4	16	»	0,12	2	40	1,50
5	12	Zyl.-Oel I	0,06	3	170	12,0
6	13	» II	0,06	3	174	5,7
7	24	66²/₃ vH Glyzerin	0,06	3,4	23	0,77
8	24	80 » »	0,06	3,4	23	2,06
9	24	96 » »	0,06	2	23	4,80

Allgemein ist also

$$p \mu t \delta = a w^x,$$

wobei

für Geschwindigkeiten

$w < 4$ m/sk die Dettmarsche Beziehung $x = 0{,}5$,

für Geschwindigkeiten

$w > 10$ m/sk die Laschesche Beziehung $x = 0$

gilt.

(Schluß folgt.)

Die Dampfkessel und Kraftmaschinen auf der Niederschlesischen Gewerbe- und Industrie-Ausstellung Görlitz 1905.

Von **Förster**, dipl. Ingenieur.

Das in Düsseldorf in großem Stile gegebene Beispiel der Industrieausstellung nur eines Landesteiles ist auch für die diesjährige Görlitzer Ausstellung vorbildlich gewesen.

Selbstverständlich ist der Umfang dieser Ausstellung, den örtlichen Verhältnissen entsprechend, erheblich geringer, aber deshalb ist ihre Bedeutung nicht zu unterschätzen. Besonders auf dem Gebiete des Dampfmaschinenbaues ist sie geradezu mustergültig ausgestattet, wie es ja bei der hohen Entwicklung der niederschlesischen Dampfmaschinenindustrie auch zu erwarten war.

Als Aussteller sind vertreten:

Maschinenbau-A.-G. vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg i/S., mit Dampfmaschine und Kesselfeuerung;

A.-G. Görlitzer Maschinenbauanstalt mit Dampfmaschinen, Dampfturbine und Kessel;

R. Raupach, Maschinenfabrik, Görlitz, mit Dampfmaschinen und Verbrennungsmotoren;

J. E. Christoph, Maschinenfabrik-A.-G., Niesky, mit Dampfmaschinen und Verbrennungsmotoren;

Wilhelmshütte, Eulau, mit Heißdampflokomobile und Kessel.

Raupach und Christoph haben je einen besondern Pavillon. Die Kessel stehen natürlich auch in einem besondern Hause. Alle übrigen Maschinen befinden sich in der Maschinenhalle.

In einem kleinen Pavillon von Richard Lüders steht noch ein 12 pferdiger Diesel-Motor der Maschinenbauanstalt Breslau.

Ganz besonders verdient die von Franz Seiffert & Co., Berlin, ausgeführte Dampfleitung zwischen Kesselhaus und Maschinenhalle erwähnt zu werden, die, wie auch eine besondre Zusammenstellung von Rohrleitungsteilen, wieder einige neue Konstruktionen und Verbesserungen, außer älteren schon an dieser Stelle besprochenen Elementen [1]), enthält.

Die beiden in Betrieb befindlichen Kessel sind ein Wasserrohrkessel der Wilhelmshütte und ein vereinigter Wellrohr- und Röhrenkessel der Görlitzer Maschinenbauanstalt. Der erstere hat 150 qm Heizfläche und 45 qm Ueberhitzerfläche bei einem normalen Betriebsdruck von 15 at und 350^0 Dampftemperatur. Er soll normal 20 kg/qm verdampfen. Kennzeichnend ist der querliegende Oberkessel und seine an der Hinterseite außerhalb des Kesselmauerwerks liegende Verbindung mit der hinteren Wasserkammer. Der Rost ist ein gewöhnlicher Planrost. Der andre Kessel von 150 qm Heizfläche, 35 qm Ueberhitzerfläche (Zobler-Ueberhitzer) und 10 at Betriebsdruck hat eine mechanische Feuerung von Münckner & Co. in Bautzen. Eine andere selbsttätige Feuerung hat die Maschinenbauanstalt vorm. Starke & Hoffmann in der Maschinenhalle im Zusammenhang mit der Stirnwand eines Zweiflammrohrkessels aufgebaut.

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 1170 u. f.

Beide Einrichtungen bedürfen eines mechanischen Antriebes, der bei dem Kessel der Görlitzer Maschinenbauanstalt durch einen Elektromotor erfolgt. Beschickt werden beide durch von Federn bewegte Wurfschaufeln, deren Wirkung in jeder Beziehung regelbar ist.

In der Haupthalle ist in einem betriebfähigen Modell-Flammrohrkessel aus Glas eine neue Vorrichtung, Bauart Kunert, zur Herbeiführung von Gegenstrom und Wasserumlauf in Kesseln aufgestellt. Sie benutzt die Wirkung aufsteigender Dampfblasen, um eine Strömung in der Richtung der Flammrohre — oben nach hinten, unten nach vorn — herbeizuführen. Dadurch wird nicht nur ein sehr schneller Temperaturausgleich bewirkt, sondern auch, was z. B. bei der Umlaufvorrichtung von Altmayer[1]) nicht der Fall ist, die an den Heizflächen haftenden Dampfblasen fortwährend abgestreift. Versuche an dem Modellkessel vor einem größeren Kreis unparteiischer Sachverständiger haben infolge dieser Reinhaltung der Heizflächen von Dampfblasen eine ganz erheblich gesteigerte Verdampfung ergeben und auch deutlich die Wasserbewegung gezeigt. Genauere Angaben werde ich später bei der ausführlichen Beschreibung der Einrichtung geben. Insbesondre stellt sich auch ein Temperaturausgleich sehr schnell ein[2]).

Besonders umfangreich ist, wie schon erwähnt, die Ausstellung von Dampfmaschinen. Die Görlitzer Maschinenbauanstalt hat zwei liegende Verbundmaschinen von 320 bis 400 und von 1000 bis 1250 PS mit der von ihr für große Maschinen stets bevorzugten alten, zwangläufigen Collmann-Steuerung ausgestellt, von denen die erstere zum Betriebe einer Dynamomaschine dient. Außerdem ist eine liegende 200- bis 250pferdige Tandem-Verbundmaschine mit zwangläufiger Präzisions-Ventilsteuerung, Patent Lentz, und eine liegende 120- bis 170pferdige Einzylindermaschine mit zwangläufiger Ventilsteuerung, Patent Recke, und Achsenregler aufgebaut. Sämtliche Maschinen, bis auf die 1000pferdige, sind im Betrieb.

Die Recke-Steuerung, die für Maschinen bis zu 600 mm Hub verwendet wird, ist gekennzeichnet durch nur ein Exzenter für beide Einlaßventile, das eine über dem Zylinder liegende, die beiden Eröffnungsdaumen tragende Welle in Schwingungen versetzt. Bemerkenswert ist die Regelung der Umlaufzahl, die sich während des Ganges um ± 5 vH verändern läßt.

Die Aenderung erfolgt durch Bremsen einer auf dem Achsenregler sitzenden losen Scheibe. Der Achsenregler befindet sich auf der Steuerwelle neben dem Zylinder. Gebremst wird entweder mit der Hand oder mit einer mechanischen Bremse durch Fernwirkung, so daß es beispielsweise möglich ist, von einem entfernten Führerstand aus unter gleichzeitiger Beobachtung eines Tachometers die Umlaufzahl genau einzustellen.

Die zweite Betriebsmaschine in der Maschinenhalle ist von Starke & Hoffmann aufgestellt; es ist eine Heißdampf-Tandem-Verbundmaschine von 400 und 700 mm Zyl.-Dmr., 800 mm Hub und normal 310 PS bei 112 Uml./min, 10 at Anfangsdruck und 300° Dampftemperatur.

Das sonst bei Tandemmaschinen übliche Zwischenstück mit 2 Stopfbüchsen ist bei ihr durch eine sogenannte Kompensationshülse mit Schwabe-Stopfbüchse ersetzt. Die hierdurch scheinbar erschwerte Zugänglichkeit zum Niederdruckkolben wird durch die Gestaltung des Hochdruckzylinders und des Zylinderdeckels erleichtert, indem sich der Zylinder nach Lösen der Verbindungsschrauben auf einer Gleitbahn nach hinten schieben läßt. Kennzeichnend für die Maschine ist auch die Formgebung des Hochdruckzylinders, der mit zwei Flanschen gegen die gleichzeitig die Ventilgehäuse tragenden Deckel geschraubt wird, also eigentlich nur ein glattes Rohr ist. Die Görlitzer Maschinenbauanstalt gießt dagegen, wie es sonst üblich ist, auch für die höchsten Dampftemperaturen den Hochdruckzylinder mit den Ventilgehäusen zusammen, natürlich aber ohne Dampfmantel.

J. E. Christoph hat zwei liegende Einzylinder-Heißdampfmaschinen für 350° Dampftemperatur ausgestellt, die eine von 400 mm Bohrung und 700 mm Hub mit einer zwangläufigen Ventilsteuerung, Patent Unger, die andre von 250 mm Bohrung und 320 mm Hub mit einem für hohe Dampftemperaturen besonders eingerichteten Kolbenschieber.

Aehnlich ist auch die Maschinenfabrik Raupach durch die Hochdruckseite einer 500pferdigen Verbundmaschine mit der bekannten zwangläufigen Elsner-Steuerung und einem kleinen liegenden Schnelläufer mit Kolbenschieber vertreten.

Zu erwähnen ist ferner eine 60pferdige Heißdampf-Verbundlokomobile der Wilhelmshütte mit Rauchkammerüberhitzer, die sehr sauber und genau gearbeitet ist, aber höchst ungünstig hinter mehreren Aufzugwinden und Laufkatzen untergebracht ist.

Die Görlitzer Maschinenbauanstalt führt ferner die erste von ihr gebaute Dampfturbine, Bauart Zoelly, im Betrieb vor. Die Turbine leistet 600 PS bei 3000 Uml./min und ist bereits an ein städtisches Elektrizitätswerk verkauft.

Verbrennungsmotoren haben, abgesehen von dem schon erwähnten Diesel-Motor der Maschinenbauanstalt Breslau, Raupach und Christoph ausgestellt.

Die Maschinenfabrik Raupach ist, obgleich sie den Bau solcher Motoren erst seit kurzer Zeit betreibt, durch recht gefällig und sorgfältig durchgearbeitet aussehende Maschinen vertreten. Besonders die Zugänglichkeit des hinteren Zylinderkopfes, der vollständig unabhängig von der Steuerung ist, macht einen guten Eindruck. Es sind Sauggasmotoren von 50, 30, 12 und 6 PS ausgestellt, die alle die gleichen Grundformen zeigen und mit einer kleineren Sauggasanlage abwechselnd betrieben werden.

Mannigfaltiger ist die Motorenausstellung von J. E. Christoph.

Sauggasmotoren sind in 2 Größen, von 50 bis 60 PS und von 5 bis 7 PS, vorhanden. Der größere hat eine abgeänderte Unger-Steuerung, die in der Weise erweitert ist, daß eine Verlängerung des Ventilhebels verhindert, daß sich das Ventil bei Aussetzern öffnet. Es wird hierdurch erreicht, daß eine schwache Feder für das Ventil genügt.

Die übrigen Verbrennungsmotoren — eine Lokomobile von 18 bis 22 PS, zwei liegende Motoren von 25 bis 28 PS und von 2 PS, ein stehender einpferdiger Motor und ein stehender zweipferdiger Pumpenmotor für eine Leistung von 12 cbm/min — sind sämtlich für Betrieb mit Ergin und Spiritus bestimmt.

Das Ergin scheint neuerdings den Spiritus zu verdrängen, sowohl in Folge seines billigeren Preises — 14,50 ℳ für 100 kg ab Fabrik — wie auch seiner besseren wärmetechnischen Eigenschaften. Der Heizwert beträgt etwa 10000 WE/kg. Zum Anlassen ist allerdings auch bei Erginbetrieb Benzin notwendig. Der Brennstoffverbrauch wird von J. E. Christoph bei Spiritus bis herab zu 346 g, bei Ergin bis 260 g für 1 PS_e-st angegeben; dabei arbeiten die Spiritusmotoren mit Kompressionsdrücken bis zu 14 at, die Erginmotoren bis zu 10 at.

Der Gesamteindruck der Ausstellung ist ähnlich dem der Düsseldorfer im Jahre 1902, und was damals als leitender Gedanke ausgesprochen wurde, kann auch hier wiederholt werden, daß nämlich gewisse Grundsätze Gemeingut aller Konstrukteure geworden sind. Dies gilt in erster Linie für die äußere Ausstattung der Maschinen, für die Ausführung und Anordnung der Schmierung, Abführen und Auffangen des Oeles, Lagerung der Wellen usw.

Die Schmierung ist insbesondre bei der Tandemmaschine der Görlitzer Maschinenbauanstalt mit Zuführung des Oeles auch zu den offenen Schmierstellen durch eine Pumpe mit sichtbarer Tropfenverteilung wohl am vollkommensten ausgebildet. Ueberall faßt man die Schmierstellen in verschiedenen Gruppen zusammen, die von einer Pumpe oder einem Zentralschmiergefäß aus versorgt werden.

Das aus dem Kurbellager, dem Kurbelzapfen und der Kreuzkopfgleitbahn abfließende Oel wird beispielsweise sowohl bei Starke & Hoffmann wie bei J. E. Christoph von einer Pumpe nach einem Filter gefördert und fließt aus diesem nach der Reinigung den Schmierstellen wieder zu.

Einkapselungen des ganzen Kurbelgetriebes werden auch bei den größten Maschinen zur Regel, und es wird dabei besonderer Wert darauf gelegt, die Zugänglichkeit trotzdem nicht zu erschweren; so z. B. wird dies dadurch erreicht,

[1]) Z. 1903 S. 749.
[2]) Vergl. Z. 1901 S. 22.

daß die Haube über der Kurbel, in einem Gelenk drehbar, leicht umgeklappt werden kann. Auf die Verbrennungsmotoren werden alle bei Dampfmaschinen üblichen Grundsätze sinngemäß übertragen.

Die Genauigkeit der Arbeit im modernen Dampfmaschinenbau wird durch eine kleine Zusammenstellung von Teilen der Collmann-Steuerung seitens der Görlitzer Maschinenbauanstalt veranschaulicht.

Unter anderm ist auch die Nebeneinanderstellung zweier Kolbenstangen, belastet und unbelastet, bemerkenswert, die nach der bisher nur bei der Görlitzer Maschinenbauanstalt üblichen Art bearbeitet sind. Die Görlitzer Fabrik dreht die nur an den Enden gestützten Kolbenstangen mit einem umlaufenden Kopf ab und belastet sie dabei an dem Sitz des Kolbens mit einem dem Kolben entsprechenden Gewicht. Dadurch wird die von vornherein durchgebogene Stange rund und gerade gedreht, so daß in der fertig zusammengebauten Maschine der Kolben weder von den Stopfbüchsen noch von der Lauffläche im Zylinder getragen wird, sondern frei schwebt.

Als besonderes Schaustück ist unter anderm auch das Modell des Rahmens der 7000 pferdigen Maschine des Kraftwerkes Oberspree aufgestellt, dessen Abguß 50 000 kg wiegt.

(Forts. folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 29. März 1905.

Bayerischer Bezirksverein.

Sitzung vom 11. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Schröter. Schriftführer: Hr. Beck.
Anwesend 48 Mitglieder.

Der Vorsitzende teilt mit, daß der Vereinsdirektor Hr. Peters wegen eines schweren Krankheitsfalles in seiner Familie nicht hat nach München kommen können, um den angekündigten Vortrag über Entwicklung und Leistungen des Vereines deutscher Ingenieure zu halten. Der Vorstand hat sich deshalb entschlossen, diejenigen Mitteilungen zu machen, die Hr. Peters selbst zu geben beabsichtigte. Die Tagesordnung des Abends ist, wie der Vorsitzende weiter ausführt, auf die Verhandlungen des Bezirksvereines über den Bau eines Vereinshauses in Berlin zurückzuführen. Es hat sich herausgestellt, daß, nachdem der Bezirksverein sich ablehnend verhalten hatte, doch die Frage noch der weiteren Klärung bedürfe, ob nicht die großen Vereinsmittel in andrer Weise zweckmäßig verwendet werden könnten. Dabei zeigte sich, daß die Mitglieder des Bezirksvereines sehr ungenügend über das unterrichtet waren, was seit einer Reihe von Jahren im Verein deutscher Ingenieure geleistet worden ist, und es wurde mehrfach der Wunsch geäußert, von kundiger Seite darüber Aufklärung zu erhalten, um auf Grund der besseren Kenntnis nötigenfalls weitere Anträge zu stellen. Diesem Wunsche hat Hr. Peters durch die folgenden Mitteilungen entsprochen.

Entwicklung und Leistungen des Vereines deutscher Ingenieure.

Der Verein deutscher Ingenieure ist am 12. Mai 1856 in Alexisbad von 23 jungen Ingenieuren gelegentlich des 10jährigen Stiftungsfestes der Hütte, eines Vereines von Studierenden des kgl. Gewerbe-Instituts in Berlin, gegründet worden. Von vornherein sind 3 große Gesichtspunkte aufgestellt worden:

1) daß der Verein, obwohl es ein geeintes Deutschland nicht gab, ein deutscher sein und ganz Deutschland umfassen sollte;

2) daß er die Bildung von Bezirksvereinen erstreben wollte, und

3) daß er eine große deutsche technische Zeitschrift herausgeben wollte.

Diese drei großen Aufgaben sind in reichstem Maß erfüllt worden. Der Verein erstreckt sich jetzt mit seinen 46 Bezirksvereinen, die etwa drei Viertel seiner 19200 Mitglieder umfassen, über ganz Deutschland. Die ersten 13 von diesen Bezirksvereinen wurden nördlich des Maines, und bis auf 2: den Sächsisch-Anhaltinischen und den Pfalz-Saarbrücker, ganz in Preußen begründet; der erste ganz südlich des Maines und außerhalb Preußens gebildete Bezirksverein war der Mannheimer (1869). Der Bayrische Bezirksverein mit dem Sitze in München ist im Jahre 1876 begründet worden. Bereits 1878 übernahm er eine Hauptversammlung, gelegentlich deren auch Augsburg besucht wurde, und im Jahre 1903 die zweite, gleichfalls mit Augsburg. Nachdem sich die Gruppe Augsburg selbständig gemacht hat, bestehen in Bayern drei Bezirksvereine: der Bayrische mit dem Sitz in München, der Augsburger und der Fränkisch-Oberpfälzische mit dem Sitz in Nürnberg. Als vierter kommt der Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein hinzu, der sich zum großen Teil auch über die Bayrische Pfalz erstreckt.

Die Zeitschrift des Vereines war bis 1876 eine Monatschrift; in den Jahren 1877 bis 1883 wurde daneben noch eine Wochenschrift herausgegeben, die hauptsächlich die Vereinsangelegenheiten, Sitzungsberichte der Bezirksvereine, Patentauszüge usw. enthielt. Vom Jahre 1884 ab erscheint die Zeitschrift einheitlich als Wochenschrift. Jedes Heft enthält durchschnittlich 5 Bogen Text. Der Jahrgang 1904 hat es zum erstenmal über 2000 Seiten gebracht; er enthält außer 254 Bogen Text 23 Tafeln, 14 Textblätter und rd. 4300 Textfiguren. Die Kosten der Zeitschrift haben im Jahre 1904 463457 *M* betragen, die der Versendung rd. 122700 *M*, und damit dürften alle aus- und inländischen Zeitschriften gleicher Art weit überflügelt sein. Jedes Heft wiegt durchschnittlich 450 g; die wöchentliche Aussendung übersteigt also die Ladung eines Doppelwaggons. Als zur Zeitschrift gehörig seien noch erwähnt: die Zeitschriftenschau und die Forschungshefte. Die Zeitschriftenschau, hervorgegangen aus der seinerzeit von Zeman herausgegebenen Literaturübersicht, umfaßt den Inhalt von mehr als 60 technischen Zeitschriften des In- und Auslandes, und zwar bringt sie, worin sie sich wesentlich von ähnlichen Uebersichten andrer Zeitschriften unterscheidet, die Inhaltsberichte unmittelbar, nachdem die Zeitschriften, die sie umfaßt, erschienen bezw. zur Redaktion gelangt sind.

Die Forschungshefte stehen im innigen Zusammenhang mit zwei Errungenschaften der Neuzeit: dem Maschinenbaulaboratorium und dem Dr.-Ing. Sie sind bestimmt, die Forschungsarbeiten, die aus den Maschinenbaulaboratorien unsrer technischen Hochschulen hervorgehen, und die sehr häufig ihres Umfanges wegen nicht vollständig in die Zeitschrift aufgenommen werden können, mit allen Versuchstabellen usw. zur Veröffentlichung zu bringen; und den oft sehr wertvollen Dr.-Ing.-Dissertationen, bei denen für die Aufnahme in die Zeitschrift dieselben Schwierigkeiten vorliegen würden, soll durch die Forschungshefte Gelegenheit geboten werden, in weiten Kreisen, insbesondre in den Kreisen der Studierenden unsrer technischen Hochschulen, bekannt zu werden.

Es ist nicht wohl möglich, die zahlreichen und zum Teil sehr bedeutenden Arbeiten, die der Verein seit seiner Begründung geleistet hat, hier sämtlich eingehend zu besprechen oder auch nur anzuführen; um ein Bild von der Vereinstätigkeit zu geben, seien hier nur die bedeutendsten kurz erwähnt.

Dampfkessel-Gesetzgebung und Dampfkessel-Ueberwachung.

Bereits im Jahre 1858 nahm der V. d. I. den Kampf gegen die Ueberwachung der Dampfkessel durch die staatlichen Baubeamten auf, weil diese Ueberwachung sich wegen der dafür ungeeigneten Ausbildung der Baubeamten als gänzlich unzureichend erwies. Mitte der 60er Jahre begannen die Bestrebungen, nach englischem Vorbild freiwillige Dampfkesselvereine ins Leben zu rufen. 1867 entstand der erste deutsche Verein dieser Art in Mannheim. Gleichzeitig wurden vom V. d. I. und verwandten Vereinen Anträge an die Staatsregierungen gestellt, um zu erlangen, daß die Ueberwachung der Dampfkessel Maschineningenieuren zugewiesen würde. Dem Mannheimer Verein folgte einer nach dem andern in den Industriegegenden Deutschlands, und meist waren es unsre Bezirksvereine, die dazu die Anregung gaben. Im Jahre 1884 stellte der V. d. I. Anträge, um die Befugnisse der Dampfkessel-Ueberwachungsbeamten zu erweitern.

An den allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln hat der V. d. I. in den Jahren 1870 und 71 eifrig mitgearbeitet, ebenso 1890, insbesondre auch in der Richtung, daß diese Bestimmungen einheitlich für das ganze Deutsche Reich würden. Ebenso erfolgreich war seine Tätigkeit gegenüber der preußischen Ministerialverfügung vom Jahre 1897, und in welchem großen Umfang der Verein sich an der Beratung der jetzt vom preußischen Handelsministerium entworfenen neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen beteiligt hat, dürfte noch in aller Gedächtnis sein.

Patentgesetz.

Bereits im Jahre 1858 gab **Richard Peters** die Anregung, ein allgemeines deutsches Patentgesetz zu schaffen. Durch die ganzen 60er Jahre ziehen sich die Arbeiten des dafür eingesetzten Ausschusses, die zum Entwurf eines Patentgesetzes führten. Immer weitere Kreise beteiligten sich an diesen Arbeiten, und nachdem 1873 auf dem Wiener Kongreß ein internationaler Verein für die Frage des gewerblichen Rechtschutzes begründet worden war, bildete sich in Deutschland unter Führung hervorragender Mitglieder des V. d. I. der Patentschutzverein, der die Fortführung der bisher vom V. d. I. geleisteten Arbeiten zu seiner besondern Aufgabe machte. Das Ergebnis jener Bestrebungen war das Patentgesetz vom 25. Mai 1877. Nachdem es mehrere Jahre wirksam gewesen war, unternahm es der V. d. I., die gemachten Erfahrungen zu sammeln und auf Grund derselben eine Reihe von Aenderungsvorschlägen zu machen. Infolge seiner Anregung wurde die Patentenquete im Jahre 1886 veranstaltet, aus der dann die Patentgesetznovelle vom 17. März 1890 hervorgegangen ist. Auch der neueste Fortschritt auf diesem Gebiet, der Anschluß des Deutschen Reiches an die Union, ist von jeher vom V. d. I. als notwendig bezeichnet und in Eingaben an die Reichsregierung befürwortet worden.

Polytechnische Schule, technische Hochschule, Maschinenbaulaboratorium.

Daß der V. d. I. die Stätten, wo seine zukünftigen Mitglieder ihre Fachausbildung erhielten, mit ganz besonderm Interesse beobachtete, ist selbstverständlich. Seine erste große Kundgebung auf diesem Gebiete war der Vortrag, den Grashof 1864 über die Grundlagen der Organisation der technischen Hochschulen hielt. Ein infolgedessen eingesetzter Ausschuß stellte Grundsätze auf, die allen deutschen Staatsregierungen, denen technische Hochschulen unterstanden, mitgeteilt wurden. Diese Grundsätze haben maßgebend auf die weitere Entwicklung der technischen Hochschulen eingewirkt. Als dann die polytechnischen Schulen eine nach der andern zu technischen Hochschulen wurden, wurde es immer notwendiger, ihre weitere Entwicklung nach einheitlichen Gesichtspunkten stattfinden zu lassen. Deshalb beschäftigte sich der V. d. I. im Jahre 1876 mit den Aufnahmebedingungen, den Lehrerkollegien, der Gleichwertigkeit der deutschen Hochschulen, den Abnahmeprüfungen für Staatsbeamte usw.

Nachdem mehrere Jahrzehnte lang sich die Lehrweise an unsern technischen Hochschulen hauptsächlich in abstrakt theoretischer und rechnerischer Richtung entwickelt hatte, wurde mehr und mehr das Bedürfnis fühlbar, auf dem Wege des wissenschaftlichen Versuches, der forschenden Beobachtung diejenigen Gebiete unsres Faches klar zu stellen, auf denen die theoretische und rechnerische Behandlung nicht ausreichte. Die erste deutsche technische Hochschule, die einen bedeutungsvollen Schritt in dieser Richtung tat, war diejenige zu München; sie errichtete das erste Maschinenbaulaboratorium oder wie es damals hieß: Laboratorium für technische Mechanik. Dann war es aber der V. d. I., welcher diese Sache in die Hand nahm. Bereits 1893 gab Hr. Prof. Ernst in dieser Richtung Anregungen, und als die zahlreichen Mitglieder, welche die Weltausstellung in Chicago besucht hatten, nach ihrer Rückkehr über die Laboratorien der technischen Unterrichtsanstalten der Vereinigten Staaten eingehend und günstig berichteten, beschloß der V. d. I. auf seiner Hauptversammlung 1894 in Berlin, an die betr. Staatsregierungen Anträge wegen Errichtung von Maschinenbaulaboratorien zu stellen. Diese Bestrebungen haben den glänzendsten Erfolg gehabt: heute ist keine deutsche technische Hochschule mehr ohne ein Maschinenbaulaboratorium, und die für diese Anstalten erforderlichen großen Geldmittel sind bereitwilligst von den deutschen Regierungen und den deutschen Volksvertretungen bewilligt worden.

Technische Mittelschule.

Einerseits infolge des Umstandes, daß die polytechnischen Schulen sich zu technischen Hochschulen und damit zu Unterrichtstätten von hoher wissenschaftlicher Stellung entwickelten, und anderseits, weil um das Jahr 1880 die Provinzial-Gewerbeschule in Preußen beseitigt war, fehlte es an Schulen zur Ausbildung von mittleren Technikern, während doch das Bedürfnis nach solchen Hülfskräften in der Industrie und zur Leitung technischer Betriebe immer größer wurde. Das veranlaßte den V. d. I., 1886 einen Ausschuß einzusetzen, um diese Fragen zu beraten. Der Bericht des Ausschusses, der zugleich einen vollständigen Lehrplan enthielt, wurde 1889 genehmigt und 1890 den deutschen Regierungen eingereicht. Das erste Ergebnis dieser Arbeit war die Einrichtung der Kölner Maschinenbauschule nach den Vorschlägen des V. d. I., und seitdem sind nicht nur zahlreiche Unternehmungen privater und städtischer Art auf denselben Grundlagen entstanden, sondern auch die preußische Regierung hat fast Jahr für Jahr eine solche technische Mittelschule, von ihr höhere Maschinenbauschule genannt, auf den vom V. d. I. gegebenen Grundlagen errichtet. In Bayern hat sich die Sache etwas anders entwickelt; hier hat der Staat Industrieschulen eingerichtet, die zugleich allgemein bildende und Fachschulen sind, die auf die technische Hochschule vorbereiten und doch auch wieder junge Leute unmittelbar für die Praxis ausbilden wollen. Es ist fraglich, ob diesen mannigfaltigen Aufgaben auf die Dauer von einer und derselben Schule entsprochen werden kann.

Allgemeine Schule, Schulreform.

Als einen ganz besondern Ruhmestitel betrachtet der V. d. I. seine Tätigkeit auf dem Gebiete der Allgemeinschulen. Je mehr es sich herausstellte, daß diejenige Schule, der bis dahin die Vorbereitung für die akademischen Studien fast ausschließlich oblag: das humanistische Gymnasium, für den Besuch der technischen Hochschulen nicht die geeignete Vorbildung gab, um so dringlicher wurde es für den V. d. I., hierzu Stellung zu nehmen und für Besserung zu sorgen. Dabei mußte er darauf bedacht sein, in der Befürwortung seiner Fachbedürfnisse nicht zu weit zu gehen, um sich nicht den Vorwurf zuzuziehen, daß er nicht genug Wert auf die allgemeine Bildung lege. Von diesen Anschauungen ist der Bericht getragen, den 1886 ein dafür eingesetzter Ausschuß dem Verein auf dessen 27. Hauptversammlung in Koblenz erstattete. Aber dieser Bericht stellt nicht nur an die Spitze der ganzen Arbeit den Ausspruch:

> »Wir erklären, daß die deutschen Ingenieure für ihre allgemeine Bildung dieselben Bedürfnisse haben und derselben Beurteilung unterliegen wollen, wie die Vertreter der übrigen Berufszweige mit höherer wissenschaftlicher Ausbildung«,

sondern er legte auch in den folgenden Aussprüchen damals schon die vollständigen Grundlagen für das, was man jetzt Schulreform und Reformschule nennt, nämlich für den lateinlosen gleichartigen Unterbau der drei bestehenden Arten von 9klassigen Schulen. War auch diese Anregung schon früher von andrer Seite hier und da erfolgt, so kann man doch getrost aussprechen, daß der V. d. I. es gewesen ist, der diese vereinzelten Stimmen zusammengefaßt und das Bedürfnis nach einer gründlichen Reformierung unsrer Schulen in greifbare Form, in die Wirklichkeit gebracht hat. Als dann der Verein für Schulreform sich die weitere Bearbeitung dieses Gegenstandes zur besondern Aufgabe machte, ist der V. d. I. allezeit dessen getreuester Bundesgenosse gewesen; seine Mitglieder haben den Verein für Schulreform mit Rat und Tat überall unterstützt, und die Geldmittel des Gesamtvereines sind wiederholt jenem Vereine reichlich zur Verfügung gestellt worden.

Technische Normalien.

Auf verschiedenen Gebieten der Technik hat es sich der V. d. I. angelegen sein lassen, Normalien für den allgemeinen Gebrauch aufzustellen; so für gußeiserne Muffen- und Flanschenröhren, für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen, für Hochdruck-Dampfrohrleitungen, für Walzeisen-Normalprofile u. a. m. Ebenso hat er für Aufzüge einheitliche Vorschriften entworfen. Auf demselben Gebiet liegt auch die Gebührenordnung für Arbeiten des Architekten und des Ingenieurs, die der V. d. I. gemeinsam mit dem Verbande deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine aufgestellt hat.

Wissenschaftliche Arbeiten.

§ 2 des Statuts spricht aus, daß der V. d. I. seine Zwecke zu erreichen sucht u. a.

d) durch Stellung von Preisaufgaben und Anregung von Versuchen zur Entscheidung technisch wichtiger Fragen,

e) durch Beförderung der Herausgabe technischer Werke.

In beiden Richtungen ist der Verein eifrig bemüht gewesen und noch bemüht, seinem Statut zu entsprechen.

Von Preisaufgaben, die zu erfolgreicher Lösung geführt haben, sei diejenige über die günstigste Dampfgeschwindigkeit in Rohrleitungen erwähnt. Eine weitere Preisaufgabe, welche die Rauchverhütung bei Dampfkesselfeuerungen betraf, hat das vorzügliche Werk von Haier über »Rauchverzehrende Dampfkesselfeuerungen« zur Folge gehabt, und zwei weitere Preisausschreiben, welche den überhitzten Wasserdampf und den Wärmedurchgang durch Heizflächen zum Gegenstande haben, haben Veranlassung gegeben, Hrn. Dr.-Ing. Berner, der jetzt für uns in München in der Versuchsanstalt des Bayerischen Revisionsvereines tätig ist, mit der Be-

arbeitung dieser Fragen zu betrauen. Ebenso hat eine Preisaufgabe, welche die Geschichte der Dampfmaschine betraf, dazu geführt, daß der Verein Hrn. Matschoß in Köln durch Gewährung der erforderlichen Geldmittel in den Stand gesetzt hat, eine umfassende Geschichte der Dampfmaschine zu schreiben.

Die Betätigung auf dem Gebiete der wissenschaftlichen Versuche hat sich der V. d. I., seitdem ihm die erforderlichen Geldmittel zur Verfügung stehen, in fortwährend zunehmendem Maße angelegen sein lassen. Die in den letzten 6 Jahren für solche Versuche ausgegebenen oder bewilligten Beträge belaufen sich auf 130000 *M*.

Weltausstellungen.

Die in erfreulichster Weise zunehmenden Einnahmen des Vereines haben es ihm u. a. auch ermöglicht, sich an den Weltausstellungen der letzten Jahrzehnte wirksamer zu beteiligen, als das früher möglich war. Zu den Weltausstellungen in Chicago, Paris und St. Louis sowie auch zu der Ausstellung in Düsseldorf im Jahre 1902 hat er eigene Vertreter entsandt, die während der ganzen Dauer der Ausstellung den Vereinsmitgliedern mit Rat und Tat behülflich gewesen sind und auch zugleich die Aufgabe hatten, den von der Redaktion der Zeitschrift entsandten Berichterstattern behülflich zu sein. Des weiteren hat der V. d. I. vor einigen Jahren Hrn. Möller, ein Mitglied seiner Redaktion, zu Studienzwecken nach den Vereinigten Staaten entsandt; die von Hrn. Möller erstatteten Berichte lassen erkennen, wie nützlich diese Unternehmung gewesen ist; und ebenso befindet sich gegenwärtig ein Mitglied der Redaktion, Hr. Frölich, nachdem er den Verein auf der Weltausstellung in St. Louis vertreten hat, auf einer Studienreise in den Vereinigten Staaten.

Technolexikon.

Es ist hier auch noch einer Unternehmung zu gedenken, die der Vereinsleitung gegenwärtig einige Sorge bereitet und auch große Geldopfer des Vereines in Anspruch nimmt, aber doch hoffentlich, wenn vollendet, mit zu den glänzendsten Leistungen des Vereines gezählt werden wird: das Technolexikon. Es hat dieses Unternehmen einen weit über alles Erwarten großen Umfang angenommen, so daß gegenwärtig 19 Personen dafür im Dienste des Vereines tätig sind.

Auch gegenwärtig ist der Verein an einer Reihe wichtiger Fragen eifrig tätig, er verfolgt die Gesetzgebung des Reiches und der Einzelstaaten mit Aufmerksamkeit, um die Bedürfnisse und Interessen der Technik rechtzeitig und wirksam zu vertreten. Den Fragen des Unterrichtes an den technischen Hochschulen und an den Allgemeinschulen widmet er unausgesetzt seine Aufmerksamkeit. (Fortsetzung folgt.)

Eingegangen 6. April 1905.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Sitzung vom 20. Januar 1905.

Vorsitzender: Hr. Boltz. Schriftführer: Hr. Baumann.

Anwesend rd. 70 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende macht Mitteilung von dem kürzlich erfolgten Ableben eines der ältesten Mitglieder des Vereines, des Kommerzienrates W. Fitzner in Laurahütte[1]) und gedenkt der Verdienste des Verstorbenen um die Industrie, insbesondre im oberschlesischen Bezirk, und um den Bezirksverein. Die Versammlung ehrt das Andenken des Verstorbenen durch Erheben von den Sitzen.

Darauf wird über den Bau eines neuen Vereinshauses beraten.

Schließlich spricht Hr. Dieterich (Gast) über technische und wirtschaftliche Benutzung moderner Schwebebahnen.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Feier zu Ehren des Hrn. Max Liebig

am 3. Juni 1905.

Bereits in der Sitzung vom 21. Januar 1905 war die Ernennung des Hrn. Liebig zum Ehrenmitgliede des Bezirksvereines in Anerkennung der großen Verdienste, die er sich als langjähriger bisheriger Vorsitzender des Bezirksvereines erworben hat, einstimmig beschlossen worden. Damals mußte aber eine Feier mit Rücksicht auf die ernste Lage, in die der Industriebezirk durch den Bergarbeiterausstand versetzt war, verschoben werden. Nunmehr versammelten sich am Abend des 3. Juni die Angehörigen des Bezirksvereines mit ihren Damen in der städtischen Tonhalle zu Duisburg, um zu Ehren des Hrn. Liebig ein Fest zu begehen. An der geschmückten Tafel begrüßte der jetzige Vorsitzende Hr. Reusch den Gefeierten, die großen Verdienste hervorhebend, die er sich in seinem langjährigen Wirken um den Verein erworben hat. Am Schlusse seiner Rede, die in ein Hoch auf das Ehrenmitglied ausklang, überreichte der Vorsitzende Hrn. Liebig in kunstvoll ausgestatteter Ledermappe eine Adresse von Künstlerhand, die nachstehenden Wortlaut hat:

Hochverehrter Herr Direktor Liebig!

Bei Ihrem Ausscheiden aus dem Amt als Vorsitzender des Bezirksvereines an der niederen Ruhr des Vereines deutscher Ingenieure drängt es uns, Ihnen, sehr geehrter Herr Liebig, für Ihre langjährige hervorragende, für den Verein so ersprießliche Tätigkeit herzlichsten Dank zu sagen.

In dankbarer Anerkennung ihrer Verdienste hat der Verein in seiner Sitzung vom 21. Januar beschlossen, Sie zum Ehrenmitgliede zu ernennen, und gestattet sich, zum Ausdrucke dessen Ihnen diese Adresse zu überreichen. Wir geben uns hierbei gern der Hoffnung hin, daß Sie noch lange Jahre Ihre hervorragenden Kenntnisse und Erfahrungen dem Vereine zu seinem Wohle und ferneren Gedeihen widmen mögen.

Sterkrade, den 3. Juni 1905.

Der Vorstand.

Reusch, Vorsitzender.

Fr. Caemmerer. C. Neuhaus. Weidler. Th. Scholten. A. Müller. H. Haedenkamp.

In herzlichen Worten gab der Gefeierte seinem Danke für die Ehrung Ausdruck, betonend, daß er nur seine Pflicht getan habe, aber auch ferner gern mit allen Kräften um das Wohl des Vereines bemüht bleiben wolle. Sein Hoch galt dem Bezirksverein an der niederen Ruhr.

[1]) s. Z. 1905 S. 149.

Bücherschau.

Das Schachtabteufen in schwierigen Fällen. Von J. Riemer. 135 S. mit 18 Abbildungen im Text und 19 Tafeln. Freiberg i/S. 1905, Craz & Gerlach. Preis 8 *M*.

Die außerordentlichen Schwierigkeiten, welche die Naturgewalten dem Niederbringen von Schächten in den Weg legen, wie auch die Kühnheit, Gewandtheit und Zähigkeit, mit welcher der menschliche Geist diese Hindernisse bekämpft, machen die Beschreibung größerer Abteufarbeiten zu einem fesselnden Lesestoff für den Bergmann. Derartige Anregung bietet das vorliegende Buch, eine erweiterte Auflage des bekannten Werkes »Das Schachtabteufen zur Zeit der Düsseldorfer Ausstellung« (Düsseldorf 1902), das seinerseits eine Fortsetzung des Buches »Das Schachtabteufen in neuerer Zeit« (Düsseldorf 1896) ist.

Die Behandlung und Gliederung des Stoffes ist dieselbe geblieben: die 4 Haupt-Abteufarten, das Abteufen von Hand, das Schachtbohren, der Senkschachtbetrieb und das Gefrierverfahren, werden in kurzen allgemeinen Bemerkungen und an der Hand zweckmäßig gewählter Beispiele besprochen.

Im Abschnitt »Schachtbohren« geht der Verfasser kurz auf die Frage des Einbaues geteilter Schachtringe ein, der bis jetzt daran gescheitert ist, daß er nicht dicht genug hergestellt werden konnte, um schwimmend niedergebracht zu werden; es wird in allgemein gehaltenen Ausführungen ein Weg für eine solche Kuvelierung angedeutet. Das Gefrierverfahren wird gründlicher behandelt, indem einerseits auf Grund von Versuchen die ausreichende Widerstandsfähigkeit einer Frostmauer bei größerer Teufe bestritten, anderseits die Frage der Laugenverluste und der Beseitigung der starken Bohrlochabweichungen bei größeren Teufen durch absatzweises Gefrieren berührt wird. Im Abschnitt »Senkschächte« wird das neue Hinselmannsche Patent, nach welchem mehrere

Senkschächte mit verschieden großen Durchmessern gleichzeitig teleskopartig niedergebracht werden, erwähnt.

Bemerkenswert sind die Beschreibungen von Abteufarbeiten, die entweder neu in Angriff genommen sind oder die Fortsetzung der im Jahre 1902 noch nicht vollendet gewesenen Unternehmungen darstellen. Hervorzuheben ist hier das Abbohren des Schachtes »Großherzog von Sachsen«, des tiefsten der bisher abgebohrten Schächte, mit einem durch Gestängebruch herbeigeführten, aber unschädlich verlaufenen freien Sinken der Kuvelage auf eine Tiefe von 120 m, mit der nachträglichen Beseitigung großer Schlammassen aus dem tiefsten Teile des Ringraumes hinter der Kuvelage und der Einspritzung von 40000 kg Zement in diesen Raum. Ferner ist die Beendigung des Abteufens von »Ronnenberg« zu erwähnen, woselbst das Bohren, wie bei »Jessenitz«, nach dem Gefrieren zu Hülfe gerufen wurde und der große Bohrer infolge eines Bruches des Glückshakens 30 m tief frei fiel, ohne erheblich beschädigt zu werden. Schließlich ist noch die Fortsetzung des Abteufens des Adolf-Schachtes bemerkenswert, wo die Lassenbergsche Außenspülung sich gut bewährt und man einen Betonpfropfen durch drehendes Bohren mit Hülfe von Messerwalzen an der Bohrerschneide durchbohrt hat.

Der hohe Stand der heutigen Tiefbohrtechnik spiegelt sich in der bei den neueren Abteufunternehmungen immer häufiger angewendeten Untersuchung der Gebirgs- und Wasserverhältnisse durch Tiefbohrungen während der erzwungenen Pausen des Abteufens wieder.

Die Fülle der bemerkenswerten und lehrreichen Einzelheiten, die der Verfasser in knapper und klarer Schreibweise unter Verzicht auf eine scharf abgegrenzte, systematische Behandlung des Gegenstandes vorträgt, macht das Buch zu einer wertvollen Fundgrube besonders für die, welche sich nicht nur theoretisch mit der Frage des Niederbringens von Schächten beschäftigen, sondern ihr praktisch näher zu treten gezwungen sind.

Herbst.

Festigkeitslehre. Kurz gefaßtes Lehrbuch nebst Sammlung technischer Aufgaben von Ernst A. Brauer, Hofrat und Professor an der Technischen Hochschule zu Karlsruhe. Mit 292 Abbildungen im Text. Leipzig 1905, S. Hirzel. Preis 8 *M*.

Das Werk zerfällt in zwei Teile. In dem ersten Teil sind in klarer, teilweise eigenartiger Darstellung und unter Benutzung neuerer Methoden die theoretischen Grundlagen der Festigkeitslehre erläutert, während der zweite Teil eine reichhaltige Aufgabensammlung bildet, die einen Ueberblick über die Anwendung der Festigkeitslehre im Maschinen- und Bauwesen gewährt.

Der erste Teil behandelt in den ersten drei Abschnitten: den geometrischen Zustand eines deformierten Körperelements, den mechanischen Zustand (Spannungszustand) eines deformierten Körperelements und den Zusammenhang zwischen dem geometrischen und dem mechanischen Zustand eines elastischen Elements. Es folgen im vierten bis sechsten Abschnitt: die Festigkeit gerader stabförmiger Körper bei einachsigem Spannungszustand (Zug, Druck und Biegung), die Biegungsfestigkeit krummer Stäbe und mehrachsiger Spannungszustand stabförmiger Körper (insbesondre Torsion gerader und gekrümmter Stäbe). Der siebente Abschnitt betrifft wandförmige Körper, der achte die Körper von gedrungener Form, und endlich werden in den beiden letzten Abschnitten der Modellversuch und seine Verwertung und die Beurteilung der Festigkeitsgefahr kurz besprochen.

Dieselbe Gliederung des Stoffes findet sich auch in den neun Aufgabengruppen des zweiten Teiles.

Dem Grundsatz eines Aufsteigens vom Leichtfaßlichen zum Schwierigeren entspricht die Einteilung nach den Zuständen einachsiger, zweiachsiger und dreiachsiger Spannung eines Körperelements, die sowohl bei den allgemeinen Untersuchungen über den Spannungszustand im zweiten Abschnitt wie bei den Sonderuntersuchungen des vierten bis achten Abschnittes innegehalten ist. Dagegen entspricht ihm nicht die Voranstellung der allgemeinen Untersuchungen über Deformation und Spannung vor die Untersuchungen der einfachen Fälle, über deren Zweckmäßigkeit die Ansichten geteilt sind.

Das Buch ist in erster Linie für die Zuhörer des Verfassers bestimmt und wird diesen gute Dienste leisten. Beim Selbststudium wird das Fehlen von Beispielen im ersten Teil als Mangel empfunden werden, der auch durch die im zweiten Teil enthaltene Aufgabensammlung kaum hinreichend gedeckt werden kann; denn diese Sammlung gibt nur die nackten Aufgaben ohne Lösung, abgesehen von einigen Beispielen, denen eine kurze »Anweisung« oder ein Hinweis auf einschlägige Literaturstellen beigefügt ist. Vollständig übergangen ist das umfangreiche Gebiet der Materialprüfung, das in einem Buch über Festigkeitslehre wohl nicht fehlen sollte, nach Ansicht des Verfassers aber in die Technologie gehört.

Im übrigen dürfte das Werk zu den besten neueren Büchern über Festigkeitslehre zu rechnen sein. Auch Druck und Ausstattung sind zu loben.

Wehage.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Ueber Sonnenuhren. Beiträge zu ihrer Geschichte und Konstruktion nebst Aufstellung einer Fehlertheorie. Von Dr. K. Löschner. Graz 1905, Leuschner & Lubensky. 154 S. mit 54 Fig. Preis 5 *M*.

Die Eisenbahn-Technik der Gegenwart. Herausgegeben von Blum, v. Borries, Barkhausen. 4. Band. Zahnbahnen. Städtische Bahnanlagen. Betriebsmittel der Kleinbahnen und elektrischen Bahnen. Betriebsmittel der Zahnbahnen. Seilbahnen. Abschnitt A. Die Zahnbahnen. Von Dolezalek. Wiesbaden 1905, C. W. Kreidels Verlag. 176 S. 8° mit 208 Fig. Preis 6,60 *M*.

Soll die Staatsgebühr für Patente nach dem daraus erzielten Gewinn berechnet werden, und ist die Patentdauer über 15 Jahre hinaus zu verlängern? Vorschläge zur Aenderung des Patentgesetzes von Georg Neumann. Berlin W. 1905, Georg Siemens. 47 S. 8°. Preis 1,20 *M*.

Ergebnisse und Probleme der Elektronentheorie. Vortrag, gehalten am 20. Dez. 1904 im Elektrotechnischen Verein zu Berlin. Von H. A. Lorentz. Berlin 1905, Julius Springer. 62 S. 8°. Preis 1,50 *M*.

Kylmaskinen. Allmänfattlig beskrifning af medlen för mekanisk köldalstring, for afkylning afrum eller vätskor eller för framställande af is. Utarbetad efter förebild af Ingenior Georg Göttsche's »Die Kältemaschinen«. Von C. V. Nywallson. Göteborg 1905. Redaktion af Tidskrift for Maskinister. 208 S. mit 126 Fig. Preis 3,50 Kr.

Die Entwicklung des Niederrheinisch-Westfälischen Steinkohlenbergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Herausgegeben vom Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund in Gemeinschaft mit der Westfälischen Berggewerkschaftskasse und dem Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikat. Bd. IX. Aufbereitung, Kokerei, Gewinnung der Nebenprodukte, Brikettfabrikation, Ziegeleibetriebe. Berlin 1905, Julius Springer. 711 S. 4° mit 337 Fig. und 19 Taf. Preis des Gesamtwerkes 160 *M*.

Hülfswerte für das Entwerfen und die Berechnung von Brücken mit eisernem Ueberbau. Als Ergänzung zu den Preußischen Vorschriften für das Entwerfen der Brücken mit eisernem Ueberbau vom 1. Mai 1903. Zweite erweiterte Auflage. Von F. Dircksen. Berlin 1905, Wilhelm Ernst & Sohn. 43 S. 4° mit 36 Fig. und 1 Taf. Preis 4 *M*.

Thermodynamik technischer Gasreaktionen. Von Dr. F. Haber. München 1905, R. Oldenbourg. 296 S. mit 19 Fig. Preis 10 *M*.

Protokoll der 34. (außerordentlichen) Delegierten- und Ingenieur-Versammlung des internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine zu Amsterdam am 17. und 18. Februar 1905. Nebst einem Anhang, enthaltend die neueste Fassung der Hamburger und Würzburger Normen. Wien, Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G. Kommissionsverlag: Hamburg, Boysen & Maasch.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Bergbau. Demanet, Ch. Der Betrieb der Steinkohlenbergwerke. 2. Aufl. Braunschweig 1905. F. Vieweg & Sohn. Preis 16 ℳ.

— Kadainka, Vikt. Elemente der Elektrizität und der Elektrotechnik für Bergleute. Wien 1905. Hartleben. Preis 4 ℳ.

— Riemer, J. Das Schachtabteufen in schwierigen Fällen. Freiberg 1905. Craz & Gerlach. Preis 8 ℳ.

— Steinkohlenbergbau, Der, des Preußischen Staates in der Umgebung von Saarbrücken. (In 6 Tln.) Berlin 1905. Springer. Preis 15 ℳ.

— Venator, Max. Deutsch-spanisch-französisch-englisches Wörterbuch der Berg- und Hüttenkunde sowie deren Hülfswissenschaften. 1. Bd. Deutsch voran. 2. Aufl. Leipzig 1905. A. Twietmeyer. Preis 5,60 ℳ.

— v. Winkler, W. Der elektrische Starkstrom im Berg- und Hüttenwesen. Stuttgart 1905. F. Enke. Preis 14 ℳ.

Dampfkraftanlagen. Brauser, Paul. Der praktische Heizer und Kesselwärter. 7. Aufl. Berlin 1905. Krayn. Preis 1,80 ℳ.

— Dietrich, Max. Die Dampfturbine von Rateau mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung als Schiffsmaschine. Rostock 1905. Volckmann. Preis 1,50 ℳ.

— Hanssens, A. Turbines à vapeur; description et théorie. Paris 1905. C. Béranger. Preis 3 ℳ.

Eisenbahnwesen. Dolezalek, C. Die Zahnbahnen der Gegenwart. [aus Die Eisenbahntechnik der Gegenwart] Wiesbaden 1905. C. W. Kreidel. Preis 6,60 ℳ.

— Harterink, G. J., und M. W. Mook. De locomotief, hare samenstelling en behandeling. 2. Aufl. Amsterdam 1905. Stemler. Preis 8 ℳ.

— Niethammer, F. Die elektrischen Bahnsysteme der Gegenwart. (Technische Abhandlungen aus Wissenschaft und Praxis. Herausgegeben von Siegfried Herzog. 8. Heft) Zürich 1905. A. Raustein. Preis 6,20 ℳ.

— Troske, Ludw. Die Pariser Stadtbahn. Ihre Geschichte, Linienführung, Bau-, Betriebs- und Verkehrsverhältnisse. [Erweiterter Sonderabdruck aus Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure] Berlin 1905. Julius Springer. Preis 7 ℳ.

— Wenusch, Jos. Ritter v. Denkschrift über eine Bahnverbindung Zaras mit Oesterreich. Wien 1905. W. Braumüller. Preis 1 ℳ.

Eisenkonstruktionen, Brücken. Bernhard, K. Der Wettbewerb um eine feste Straßenbrücke über den Rhein zwischen Ruhrort und Homberg. [aus Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure] Berlin 1905. Julius Springer. Preis 2 ℳ.

— Böttcher, A. Universaltabelle zur Berechnung von Trägheitsmomenten genieteter Profile von 0 bis 200 cm; von 0,2 zu 0,2 cm steigend. Hamburg 1905. Boysen & Maasch. Preis 1,50 ℳ.

— Dircksen, F. Hülfswerte für das Entwerfen und die Berechnung von Brücken mit eisernem Ueberbau als Ergänzung zu den preußischen Vorschriften für das Entwerfen der Brücken mit eisernem Ueberbau vom 1. Mai 1903. 2. Aufl. Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 4 ℳ.

— Goldenberg, D. Eine 116 m lange Balkenbrücke in armiertem Beton, System Hennebique. [aus Beton und Eisen] Zürich 1905. E. Rascher. Preis 1,35 ℳ.

— Vorschriften für das Entwerfen der Brücken mit eisernem Ueberbau auf den preußischen Staatseisenbahnen. Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 0,60 ℳ.

Elektrotechnik. Crocker, F. B. Electric lighting. Practical exposition of the art. Bd. 2. Distributing system and lamps. 5. Aufl. London 1905. Spon. Preis 12,60 ℳ.

— Lindner, Max. Schaltungsbuch für Schwachstromanlagen. 5. Aufl. Leipzig 1905. Hachmeister & Thal. Preis 2 ℳ.

— Preece, Sir W. H., und Sir J. Sivewright. Telegraphy. Neue Aufl. London 1905. Longmans. Preis 7,60 ℳ.

— Punga, F. Das Funken von Kommutatormotoren. Mit besonderer Berücksichtigung der Einphasen-Kommutatormotoren. Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 4 ℳ.

— Report on temperature experiments on field coils of electrical machines. London 1905. Lockwood. Preis 5 ℳ.

— Zuppinger, W. Antrieb durch elektrische Motoren im Fabrikbetrieb. [aus Schweizerische Bauzeitung] Zürich 1905. E. Raschers Erben. Preis 0,25 ℳ.

Erd- und Wasserbau. Gieseler, E. Lehrbuch des Erdbaues oder kurzgefaßte Anleitung zum Entwerfen, Veranschlagen und Ausführen von Erdarbeiten. 3. Aufl. Bonn 1905. Cohen. Preis 3,60 ℳ.

— Humann und Abshoff. Die Talsperren und ihre Einwirkung auf die allgemeine Wasserwirtschaft in Deutschland, insbesondre im Wesergebiete. Jena 1905. Costenoble. Preis 2 ℳ.

— Schindler, A. Ein geschichtlicher Rückblick auf einen 35jährigen Kampf im Gebiet des Wasserbaues. Basel 1905. C. F. Lendorff. Preis 1 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

The Buchanan magnetic separator. (Iron Age 22. Juni 05 S. 1974/75*) Die von der George V. Cresson Co. in Philadelphia gebaute Vorrichtung soll auch größere Erzstücke auf dem magnetischen Teil des Umfanges der Siebtrommel festzuhalten gestatten.

Bemerkungen über die neueste Schachtanlage 10 und die Zentralwäsche der Berggesellschaft Béthune. (Glückauf 30. Juni 05 S. 842/46* mit 1 Taf.) Lageplan der Anlagen über Tage, die auf 1500 t Förderung in der Schicht aus den beiden neuen Schächten bemessen sind. Aufzählung der vorhandenen Maschinen. Aufbereitanlage und Kohlenwäsche.

Bergbau.

Die Schachtanlage Zollern II der Gelsenkirchener Bergwerks-Aktien-Gesellschaft. Von Randebrock. (Glückauf 24. Juni 05 S. 781/97* mit 3 Taf.) Die für 2000 t Tagesleistung bemessene Anlage ist mit einem elektrischen Kraftwerk ausgerüstet, von dem aus die Fördermaschine, die Kompressoren sowie der Ventilator betrieben werden. Das Kraftwerk enthält zwei Dreifachexpansionsmaschinen von je 1950 PSi Höchstleistung bei 90 Uml/min und liefert Drehstrom von 525 V Spannung. Angaben über den Betrieb.

Electric winding-machines. Von Habets. (Engng. 30. Juni 05 S. 850/54*) Untersuchung der dynamischen Verhältnisse von Schachtförderungen an Hand des Beispieles einer Fördermaschine der Zeche Grand Hornu für 1000 m Förderhöhe, 2,6 t Nutzlast und 15 m/sk höchste Fördergeschwindigkeit. Betriebseigenschaften der elektrischen Antriebmotoren. Forts. folgt.

Ueber Reibung von Seilen und Ketten auf den Treibscheiben. Von Herrmann. (Glückauf 30. Juni 05 S. 846/47*) Rechnerische Untersuchung von Schachtförderungen mit Koepe-Scheiben.

Dampfkraftanlagen.

The van den Kerchove piston valve engine. (Engng. 30. Juni 05 S. 837/38* mit 1 Taf.) Liegende 600 pferdige Tandemverbundmaschine mit 495 und 855 mm Zyl.-Dmr., 1000 mm Kolbenhub und 110 Uml./min bei 10 at Ueberdruck.

Liége Exhibition. 750 horse-power Sulzer-Carels engine. (Engineer 30. Juni 05 S. 653/54*) Tandemverbundmaschine mit Ventilsteuerung von 575 und 900 mm Zyl.-Dmr., 950 mm Hub und 110 Uml./min bei 10 at Dampfüberdruck.

The steam turbine. Von Bull. (Eng. News 15. Juni 05 S. 619/20) Kurze Uebersicht über die Einteilung und die verschiedenen Bauarten von Dampfturbinen.

Steam turbines in America. (Eng. Rec. 24. Juni 05 S. 703/04) Mitteilungen über Zahl und Größe der im Betrieb befindlichen Dampfturbinen. Kritische Zusammenstellung einiger Betriebsergebnisse.

Dampfturbine von Gebrüder Sulzer. (Schweiz. Bauz. 1. Juli 05 S. 5/9*) Die Turbine besteht aus mehreren teilweise beaufschlagten Druckrädern als Hochdruckstufe und mehreren voll beaufschlagten Ueberdruckrädern als Niederdruckstufe. Wirkungsweise, Konstruktionseinzelheiten und Betriebseigenschaften.

Test of Parker water tube boilers. (Eng. Rec. 24. Juni 05 S. 716/17*) Die im Kraftwerk der Philadelphia Rapid Transit Co. verwendeten Wasserrohrkessel bestehen aus zwei übereinander liegenden Bündeln von Rohren und zwei nebeneinander liegenden Dampfsammlern und werden an beiden Enden von Schrägrosten aus beheizt. Ergebnisse eines 24 stündigen Verdampfversuches.

An investigation to determine the effects of steam-jacketing upon the efficiency of a horizontal compound steam engine. Von Mellauby. (Engineer 30. Juni 05 S. 657/58*) Allgemeines über Zweck und Ausführung der Versuche. Darstellung der Versuchsmaschine. Versuchsergebnisse und Zahlentafeln.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenbahnwesen.

Performance of the Baltimore and Ohio Ry's Mallet compound locomotive in service. (Eng. News 15. Juni 05 S. 630*) Die von der Weltausstellung in St. Louis her bekannte Lokomotive hat in 5 Monaten rd. 21500 km zurückgelegt. Mitteilungen über den Kohlen- und Wasserverbrauch.

Amerikanische Wechselstrombahnen. Von Eichel. Forts. (El. Bahnen u. Betr. 24. Juni 05 S. 333/35*) S. Zeitschriftenschau v. 27. Mai 05.

The Deutsch system of train lighting. (Iron Age 22. Juni 05 S. 1984/85*) Die in der Mitte des Wagenrahmens gelagerte Dynamo wird von einer Wagenachse durch Kegelräder und Gelenkwelle angetrieben.

Eisenhüttenwesen.

Experimentelle Studien über die Vorgänge im Hochofen. (Stahl u. Eisen 1. Juli 05 S. 758/62*) Untersuchungen im chemischen Institut der Universität Marburg. Beitrag von Zimmermann über die Spaltung des Kohlenoxydes. Forts. folgt.

Die Herdofenstahlerzeugung aus flüssigem Roheisen. Von Simmersbach. Schluß. (Stahl u. Eisen 1. Juli 05 S. 769/73) Das Bertrand-Thiel-Verfahren und das Talbot-Verfahren. Schlußfolgerungen.

Fortschritte im Bau von Gasöfen für Eisenhüttenwerke. Von Desgraz. (Stahl u. Eisen 1. Juli 05 S. 753/58*) Allgemeines über die geschichtliche Entwicklung von Oefen zum Wärmen und Glühen von Blöcken, Brammen, Blechen usw. Unmittelbare Kohlenfeuerung. Halbgasfeuerung. Gaswärmofen mit veränderlicher und unveränderlicher Flammenrichtung. Der Weardale-Ofen. Wirkungsweise und Verwendung. Forts. folgt.

The Roe mechanical puddling process. Von Hartshorne. (Iron Age 15. Juni 05 S. 1896/99). Kippbarer Puddelofen der Glasgow Iron Co. in Pottstown, Pa. Der Ofen wird zunächst mit Abfällen und dann mit Roheisen beschickt. Mitteilungen über Betriebsergebnisse.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The evolution of the practice of American bridge building. Von Schneider. (Eng. Rec. 24. Juni 05 S. 707/11) Geschichtliches über hölzerne und eiserne Brücken. Entwurf und Vorschriften über den Bau von Brücken für Eisenbahnen Normalisierung von Ueberbauten. Die verschiedenen Brückenformen.

New Vauxhall bridge. Forts. (Engineer 30. Juni 05 S. 641/43*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Nov. 04. Einzelheiten der Eisenkonstruktion. Forts. folgt.

The new Westminster bridge over the Fraser River, British Columbia. (Eng. News 15. Juni 05 S. 611/14* u. 22. Juni S. 647/48*) Ausführliche Veröffentlichung über die wiederholt erwähnte 535 m lange zweistöckige Brücke. Bau der Pfeiler. Ueberbau und Aufstellarbeiten.

The highway bridge over the Wabash River at Terre Haute. (Eng. Rec. 17. Juni 05 S. 672/75*) Die Brücke ist 244 m lang und nimmt eine 15 m breite Fahrbahn sowie 2,4 m breite Fußgängerwege auf. Sie hat 6 feste Oeffnungen von je 36 m und eine bewegliche Oeffnung von 22,5 m Weite.

Grand River reinforced concrete bridge, Grand Rapids, Mich. (Eng. Rec. 17. Juni 05 S. 681/82) Die zum Ueberführen einer elektrischen Ueberlandstrecke dienende Brücke hat 5 Oeffnungen von 26 bis 24 m Weite. Mitteilungen über die Eisenverstärkungen.

Elektrotechnik.

Niagara power in Toronto. (El. World 24. Juni 05 S. 1168/70*) Umwandlung und Verteilung des von den Niagarafällen auf rd. 120 km Entfernung mit 60000 V Spannung bezogenen Stromes. Die Einrichtungen sind für eine Gesamtentnahme von 20000 PS an elektrischer Energie bemessen.

Das elektromagnetische Feld in Maschinen. Von Emde. (Z. f. Elektrot. Wien 25. Juni 05 S. 395/99* und 2. Juli S. 409/13*) Erläuterungen und allgemeine Beziehungen. Das Feld in Richtung der Pole. Stromdichte unabhängig von der Achsenentfernung. Gesamtstrom und Gesamtmagnetismus. Periodische Verteilung nach geraden und ungeraden Funktionen.

External reactance for synchronous converters. Von Fowler. (El. World 17. Juni 05 S. 1125/26*) Der Einfluß der Hauptstromerregung auf die Gleichstromspannung bei rotierenden Umformern mit einem Anker und gemischter Erregung.

Ueber einige konstruktive Details von Dampfturbinen und Turbogeneratoren. (Z. f. Elektrot. Wien 25. Juni 05 S. 400/02*) Wiedergabe einer Abhandlung von London, enthaltend einige Konstruktionseinzelheiten von Ankern und Turbinenrädern der Westinghouse Co. und der British Thomson-Houston Co.

Booster field control. Von Nachod. (El. World 24. Juni 05 S. 1171/72*) Erläuterungen und Anweisungen über die Regelung von Zusatzdynamos mit Fremderregung.

Some European high-tension-switch-boards. Von Niethammer. Schluß. (El. World 17. Juni 05 S. 1127/29*) Die Schaltanlage des Elektrizitätswerkes Beznau in der Schweiz für Drehstrom von 8000 und 25000 V.

Zusammenhang von Temperatur und Spannung bei Thermoelementen. Von Palme. (Z. f. Elektrot. Wien 2. Juli 05 S. 413/14*) Bericht über Versuche an Thermoelementen aus Platin und Kohle, Silber und Kupfer, Platin und Kupfer, Kupfer und Eisen, Silber und Eisen, Zink und Eisen, Nickel und Neusilber, Magnesium-Eisen und Aluminium-Eisen, Konstantan und Eisen oder Kupfer, sowie Nickel und Blei bei Temperaturen bis 300° C.

Die Jonesche Kohlebatterie. Von Pietrusky. (Dingler 30. Juni 05 S. 404/06*) Die dargestellte Kohlen-Zinn-Batterie mit Aetzkalibad liefert bei 5,7 ltr Flüssigkeitsinhalt 23 Amp bei 1,06 V Spannung und einem äußeren Widerstand von 0,02 Ohm.

Erd- und Wasserbau.

Der Bau des Karawankentunnels, Südseite. Von Herzog. (El. Bahnen 24. Juni 05 S. 329/33*) Lageplan der österreichischen Alpenbahnen. Angaben über den Tunnel. Kurbel-Stoßbohrmaschine der Siemens-Schuckert-Werke. Kraftwerk für den Tunnelbau.

Gasindustrie.

Ueber Azetylengas-Apparate. Von Graf. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Juni 05 S. 117/20) Allgemeine Anweisungen über die Aufstellung der Gaserzeuger. Sicherheitsvorkehrungen. Wartung und Betrieb von Azetylengasanlagen.

Gesundheitsingenieurwesen.

Sewage purification plant at Charlotte, N. C. Von Beddoes. (Eng. Rec. 24. Juni 05 S. 711/13*) Die dargestellte Anlage, die für 10000 Einwohner bemessen ist, enthält vier Faulbehälter, einen Niederschlagbehälter und mehrere Kontaktfilter.

Vereinfachte Tabellen zur Berechnung von Kanal- oder Rohrquerschnitten für Kanalisationsanlagen. Von Schendera. (Gesundhtsing. 30. Juni 05 S. 306/10*) Umrechnung der Darcy-Bazinschen Formel und Ausrechnung der Konstanten für Durchmesser von 200 bis 1500 mm, sowie für Kanäle von eiförmigem Querschnitt.

Automatic sewage-screens. Constructed by Messrs. John Smith & Co., Engineers, Carshalton, Surrey. (Engng. 30. Juni 05 S. 832/33*) Zur Entfernung von gröberen Verunreinigungen aus den Abwässern vor Eintritt in die Klärbehälter dienen breite endlose Bänder aus Metallgewebe, die schrägliegend das Gerinne absperren und durch ein vom Abwasser selbst getriebenes unterschlächtiges Wasserrad über zwei Scheiben bewegt werden. Die aufgefangenen Verunreinigungen werden durch eine Förderschnecke nach der Seite entfernt.

Gießerei.

Ueber die Mittel zur Erzielung dichter und spannungsfreier Stahlformgußstücke. Von Treuheit. Schluß. (Stahl u. Eisen 1. Juli 05 S. 779/83*) Herstellung von Gegenständen, die hohem Wasserdruck ausgesetzt werden.

Some retort coke melting ratios. Von Schwerin. (Iron Age 15. Juni 05 S. 1890/91) Mitteilungen über 7 Versuche an Kuppelöfen zur Bestimmung des Koksverbrauches.

Hebezeuge.

10-ton electric travelling jib-crane. (Engng. 30. Juni 05 S. 833*) Der von J. J. Gilain in Lüttich ausgestellte fahrbare Drehkran für 1800 mm Spurweite hat 4,8 m Ausladung für eine höchste Hakenstellung von 7 m über Schienenoberkante. Die Hubgeschwindigkeit beträgt bis zu 9 m/min, die Fahrgeschwindigkeit 30 m/min.

Heizung und Lüftung.

Bestimmung der Rohrweiten bei Etagen-Warmwasserheizung und bei gewöhnlicher Warmwasserheizung mit Verteilung von oben. Von Ritt. (Gesundhtsing. 30. Juni 05 S. 304/05*)

Beschreibung der Heizungs-, Ventilations- und Warmwasserbereitungsanlagen im Grand Hotel St. Moritz (Engadin). (Gesundhtsing. Beil. 1. Juli 05 S. 27/34*) Die Dampfheizung wird von 7 schmiedeisernen Siederohrkesseln von je 42 qm Heizfläche gespeist, die für 0,25 at Ueberdruck bemessen sind. Für die großen Säle, die Küchenräume und die Bäder sind besondere Lüftanlagen vorhanden.

Heating and ventilating system of the Majestic Theatre in Boston. (Eng. Rec. 17. Juni 05 S. 690/92*) Der Abdampf der Maschinenanlage von 125 KW Gesamtleistung wird zu Heizzwecken verwendet. Darstellung der Lüftleitungen.

Ueber die Heizung und Lüftung von Schulhäusern. Von Hase. (Gesundhtsing. 20. Juni 05 S. 281/89*) Wiedergabe von Ergebnissen und Berechnungen über den Betrieb und die Bedienung von Niederdruckdampfheizungen und von Lüfteinrichtungen für Klassenräume.

Hochbau.

The Candler building, Atlanta. (Eng. Rec. 17. Juni 05 S. 688/90*) 17stöckiges Geschäftsgebäude von 43,5 × 37,5 qm Grund-

fläche. Verteilung der Säulen und Träger. Einzelheiten der Eisenkonstruktion.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Schutzvorrichtungen an Hängebahnen. Von Braune. (Gewerbl.-Techn. Ratg. 1. Juli 05 S. 1/6*) [Die Schutzvorrichtungen sind an den Laufbühnen oder an den Weichen der Hängebahnen angeordnet. Sie werden von A. W. Mackensen in Schöningen ausgeführt.

Maschinenteile.

Heads of machine screws. Von Reist. (Iron Age 22. Juni 02 S. 1993*) Vorschlag zur Annahme von Normalien für Kopfschrauben mit verschieden geformten Köpfen.

Ueber neuere Riemengetriebe. Von Hundhausen. Forts. (Dingler 30. Juni 05 S. 406/10*) Riemenspannvorrichtungen für Pumpenantriebe. Schluß folgt.

Some new forms of flanged pipe connections for high-pressure superheated steam and hydraulic work. Von Lovekin. (Am. Mach. 24. Juni 05 S. 764/65*) Aufgewalzte Flansche mit ineinander verschnittenen oder aufgeschliffenen Dichtungsflächen.

Materialkunde.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen. Von Rudeloff. Forts. (Dingler 30. Juni 05 S. 401/04*) Maschine für Zug-, Biege-, Druck- und Faltversuche. Forts. folgt.

Puddled iron versus steel. Von Speller. (Iron Age 15. Juni 05 S. 1881/82*) S. Zeitschriftenschau v. 25. Juni 05.

Einige Beiträge zu Biegungs-, Torsions- und Stoßversuchen mit Seildrähten. Von Diviš. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 17. Juni 05 S. 311/15) Wiederholte Biegeversuche mit einem Stahldraht von 140 kg/qmm Tragkraft. Zusammenhang zwischen Biegungs- und Drehfestigkeit. Forts. folgt.

Les alliages de cuivre. État actuel de nos connaissances théoriques et pratiques. Von Guillet. (Génie civ. 24. Juni 05 S. 126/31*) Kupfer-Zinnlegierungen. Theoretische und chemische Untersuchungen. Erläuterungen über die industrielle Herstellung. Forts. folgt.

Results of comparative tests of plain and reinforced concrete columns. Von McCaustland. (Eng. News 15. Juni 05 S. 614/15*) Die Bruchbelastungen und Verkürzungen sind in Abhängigkeit von den Beanspruchungen in Schaulinien aufgezeichnet.

Graphit und seine Verwendung als Schmiermittel. Von Rupprecht. (Z. Dampfk.-Maschbtr. 28. Juni 05 S. 251/53*) Geschichtliches. Wirkungsweise der Graphitschmierung. Versuche von Thurston mit reiner Oelschmierung und mit Graphitschmierung.

Mechanik.

On the distribution of shearing stresses in masonry dams. Von Unwin. (Engng. 30. Juni 05 S. 825*) Statische Berechnungen für gemauerte Dämme mit unregelmäßigen Querschnitten.

Versuche über den Widerstand bei der Bewegung der Luft in Rohrleitungen. Von Rietschel. (Gesundhtsing. Beil. 1. Juli 05 S. 9/27*) Die Versuche sind im Auftrage der Kaiserlichen Werft in Kiel ausgeführt worden. Ableitung der Formeln. Meßverfahren. Versuchsanordnung und Ausführung der Versuche. Umfang der Versuche. Ergebnisse.

Meßgeräte und -verfahren.

Electrical engineering at the Kyoto, Japan, Imperial University. (El. World 17. Juni 05 S. 1123/25*) Darstellung der Laboratorien für Maschinenmessungen und des Kraftwerkes.

Mitteilungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt. Bekanntmachung über Prüfungen und Beglaubigungen durch die elektrischen Prüfämter. (Elektrot. Z. 29. Juni 05 S. 599/606*) Motorzähler für Gleichstrom der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der A.-G. Mix & Genest. Isaria-Zähler für Wechsel- und Drehstrom des Luxschen Industriewerkes A.-G.

Zur Trennung der Verluste in Gleichstrommaschinen. Von Linke. (Elektrot. Z. 29. Juni 05 S. 610/11*) Durchführung und Auswertung von Auslaufversuchen.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicolson. Forts. (Engineer 30. Juni 05 S. 639/41*) Rechnerische Untersuchungen über die Breite der Treibriemen von Drehbänken. Forts. folgt.

Analysis of some engine-lathe drives. (Am. Mach. 24. Juni 05 S. 766/68*) Vergleichende Betrachtungen über die Zahndrücke von Wechselgetrieben für verschiedene Drehbänke. Geschwindigkeitsverhältnisse und Uebersetzungen.

Method of calculating cone-pulley and back-gear speeds. Von Lees. (Am. Mach. 24. Juni 05 S. 782/84*)

The Nardin bevel gear cutter. (Am. Mach. 24. Juni 05 S. 760/62*) Hobelmaschine mit feststehender Bahn der beiden Hobelstähle, gebaut von den Ateliers de Constructions mécaniques vormals Ducommun.

The Johns patent punches and shears. (Iron Age 22. Juni 05 S. 1971/78*) Abbildungen mehrerer Ausführungen der bekannten Maschinen von Henry Pels & Co. in New York mit elektrischem Antrieb.

Neuerungen in der Ausbauchung von Blechhohlkörpern. Von Musiol. (Stahl u. Eisen 1. Juli 05 S. 763/67*) Theorie des Ausbauchens. Uebersicht über bisherige Vorrichtungen und deren Betriebsergebnisse. Darstellung der Einrichtungen und der Wirkungsweise eines neuen Verfahrens, bei dem der Hohlkörper durch ein umlaufendes Hohlfutter, einen drehbaren Vorsatz und eine verstellbare innere Druckrolle geformt wird.

Motorwagen und Fahrräder.

Analysis of steering-knuckle angles of automobiles. Von Towle. (Am. Mach. 24. Juni 05 S. 780/82) Rechnerische Ermittlung der Lenkarmstellungen für verschiedene Ablenkungswinkel des inneren Lenkrades.

Pumpen und Gebläse.

Electrically-driven centrifugal pumps. Constructed by Messrs W. H. Allen, Son & Co., Limited, Engineers, Bedford. (Engng. 30. Juni 05 S. 836/37*) Pumpanlage für ein Trockendock, umfassend vier durch je einen 350 pferdigen Gleichstrommotor mit 375 Uml./min angetriebene Kreiselpumpen, die zusammen 285 cbm/min bei 13,7 m Druckhöhe fördern.

Schiffs- und Seewesen.

The Japanese battleship »Katori«. (Engng. 30. Juni 05 S. 829*) Angaben über Abmessungen und Ausrüstung des kürzlich bei Vickers Sons & Maxim von Stapel gelaufenen Panzers von 15950 t Wasserverdrängung und 18,5 Knoten Geschwindigkeit.

H. M. Scout »Pathfinder«. Constructed by Mssrs. Commel, Laird & Co., Limited Birkenhead. (Engng. 30. Juni 05 S. 818*) Die 96 stündige Probefahrt ergab 10,988 Knoten bei 85,4 Uml./min, 1063 PS_i und 1,67 kg/PS_i-st Kohlenverbrauch, die Vollkraft-Probefahrt 25,345 Knoten bei 220,2 Uml./min und 17235 PS_i. Aehnliche Ergebnisse hatten die Probefahrten des Späherkreuzers »Patrol«.

The turbine-driven Isle of Man steamer »Vocking«. (Engng. 30. Juni 05 S. 838/39* mit 1 Taf.) Der für nahezu 2000 Fahrgäste bestimmte Dreischraubendampfer ist 110 m lang, 14,8 m breit und hat vom Oberdeck an 5,26 m Raumtiefe. Drei Parsons-Turbinen erteilen dem Schiffe 23,5 Knoten Geschwindigkeit.

New marine type boiler. The Tuglis Boiler Syndicate, Limited, Glasgow. (Engineer 30. Juni 05 S. 656/57*) Die dargestellte Kesselbauart hat drei untere Flammrohre, aus denen die Heizgase durch eine gemeinsame hintere Verbrennungskammer und sodann durch ein gemeinsames viertes, über den drei andern liegendes Flammrohr nach vorn und schließlich durch die Feuerröhren nach hinten strömen.

Wasserkraftanlagen.

Das Pelton-Rad. Von Franke. Schluß. (Journ. Gasb. Wasserv. 24. Juni 05 S. 583/88*) Wasserkraftanlage des Guthofes Mertesberg bei Roisdorf mit 3 pferdigem Pelton-Rad zum Antrieb einer Dynamomaschine. Wasserkraftanlage für die Wasserversorgung der Gemeinde Lengsdorf-Ippendorf.

Wasserversorgung.

The management of the Roxborough water filters, Philadelphia. (Eng. Rec. 24. Juni 05 S. 702/03*) Der Bericht über das Betriebsjahr 1903 enthält Angaben über die Gesamtleistung der ausgedehnten Filteranlagen, die Reinigungskosten der Filter und den Vorgang beim Auswechseln von Filterbetten.

Mechanical filter at Binghamton, N. Y. Von Whipple. (Eng. Rec. 17. Juni 05 S. 683/84*) Die Anlage ist für 42000 Einwohner bemessen. Angaben über die Betriebsergebnisse der neuen Filter.

Masonry dam for the Granite Springs reservoir, Cheyenne, Wyo. (Eng. Rec. 24. Juni 05 S. 698/701*) Der im Tal des Crow-Flusses erbaute 123 m lange Damm von rd. 30 m größter Höhe schließt ein Staubecken von rd. 6,5 Mill. cbm ab. Entwicklung der Wasserversorgung der Stadt Cheyenne. Bau und Kostenberechnung der Talsperre.

Werkstätten und Fabriken.

The new Pawling and Harnischfeger plant. (Iron Age 15. Juni 05 S. 1873/78*) Lageplan, Grundriß der Maschinenwerkstätte und Schaubilder der übrigen Abteilungen der neuen Fabrik, die von drei Dampfdynamos von insgesamt 500 KW Leistung mit Kraft und Licht versorgt wird.

Zementindustrie.

A novel machine for mechanically measuring the ingredients of concrete and granular materials generally. Von Trump. (Eng. News 15. Juni 05 S. 620/22*) Die dargestellte Vorrichtung besteht aus umlaufenden Tischen mit darübergestülpten Behältern. Die zu mischenden Stoffe werden von den Tischen durch Abstreifer abgenommen, durch deren Verstellung man das Mischungsverhältnis ändern kann.

Rundschau.

Wie alle Neuerungen auf dem Gebiete des Verkehrswesens: die Dampfeisenbahn, das Dampfschiff, das Fahrrad usw., so hat auch der Motorwagen seit seiner Einführung mit dem Widerwillen der breiten Bevölkerungsschichten zu kämpfen gehabt. Soweit dies durch das Geräusch, den üblen Geruch und die Staubentwicklung dieser Fahrzeuge begründet ist, läßt sich dieser Widerwille verstehen. Nicht minder haben dazu die Unglücksfälle beigetragen, die nicht so sehr wegen ihrer Anzahl[1]), als wegen ihrer meist schweren Folgen und zum Teil wohl auch deshalb größeres Aufsehen erregt haben, weil man gewohnt war und noch heute gewohnt ist, den Motorwagen besondre Aufmerksamkeit zu schenken. Sportliche Veranstaltungen auf offenen Verkehrstraßen, die nur den Zweck hatten, Geschwindigkeitsrekorde zu schaffen, waren nur zu sehr geeignet, bei der Bevölkerung das Gefühl zu wecken, daß der Motorwagen die öffentliche Sicherheit gefährde, weshalb seiner Verbreitung jedes Hindernis in den Weg gelegt werden dürfe.

Aus diesen Gefühlen heraus sind bei uns die ersten **Polizeiverordnungen über den Verkehr mit Motorwagen** auf öffentlichen Straßen hervorgegangen. Danach wird das Recht, ein Motorfahrzeug (Wagen oder Fahrrad) zu führen, von dem Besitz eines Erlaubnisscheines abhängig gemacht, der nach Ablegung einer Fahrprüfung und nach Untersuchung des Fahrzeuges im Zusammenhang mit diesem erteilt wird. Beleuchtung, Signalvorrichtungen und große weiße Schilder, die die Nummer des Fahrzeuges auf weite Entfernung erkennbar machen, sind genau vorgeschrieben. Schließlich sind auch Bestimmungen über die zulässige Fahrgeschwindigkeit getroffen worden.

Gegen solche Verordnungen ist nichts einzuwenden. Als das Fahrrad aufkam, sind ähnliche Verordnungen erlassen worden; Fahrprüfung, Erlaubnisschein, Vorschriften über Signale und Beleuchtung, ja sogar Nummerzwang hat es damals schon gegeben. Wie alle diese Beschränkungen mit der Zeit fallen gelassen worden sind, so durfte man auch beim Motorwagen eine Erleichterung der Polizeivorschriften erhoffen, sobald sie sich eingelebt haben würden.

Durch die neueren Bestrebungen, den Verkehr mit Motorwagen durch Reichsgesetze, wohlgemerkt: einschränkende Gesetze, zu regeln, werden solche Hoffnungen freilich in weite Ferne gerückt. Schon im September 1902 hat der Deutsche Juristentag empfohlen, die Eisenbahnhaftpflicht nach §§ 1, 3 bis 10 des Reichshaftpflichtgesetzes vom 7. Juni 1871 und § 25 des preußischen Eisenbahngesetzes vom 3. November 1838 auch auf die Betriebsunternehmer von Motorfahrzeugen auszudehnen. Diese sollten ferner gezwungen werden, Zwangsgenossenschaften zu bilden, um den Verletzten die Erlangung des Schadenersatzes zu erleichtern. Dank der Vorsicht unsrer Reichsbehörden ist es bei uns bis zum Erlaß eines solchen Gesetzes, dessen schädlicher Einfluß auf unsre junge, mächtig aufstrebende Motorwagenindustrie sich kaum abschätzen läßt, nicht gekommen. In Oesterreich dagegen sind die einschlägigen, auf ähnlicher Grundlage beruhenden Arbeiten bereits bis zum Entwurf eines Gesetzes gediehen[2]), der von einem Parlaments-Ausschuß beraten wird[3]).

Die oben angeführten Beschlüsse des Juristentages tragen der Eigenart des Motorwagens zu wenig Rechnung. Wie kann man den Motorwagen, der von sachkundiger Hand geführt selbst bei größter Fahrgeschwindigkeit schnell angehalten oder an dem Hindernis vorbeigelenkt werden kann, mit einer an ihre starren Gleise gebundenen Eisenbahn oder Straßenbahn vergleichen! Für ihre verschärfte Haftpflicht steht den Eisenbahnen und Straßenbahnen der Schutz des Strafgesetzes (strenge Bestrafung jeder Handlung, die zu einer Störung des Eisenbahnverkehrs führen könnte) zur Seite; haben die Vertreter jener Beschlüsse des Juristentages auch nur daran gedacht, solchen Schutz auch den Motorwagen zuzubilligen? Der Zwang, Haftpflichtgenossenschaften zu bilden, stellt zwar nichts weiter als eine Erhöhung der Betriebskosten um etwa 2 vH dar; es ist aber sehr zweifelhaft, ob eine solche Maßregel die Gefährlichkeit des Motorwagens für den öffentlichen Verkehr vermindern würde. Liegt nicht viel eher die Befürchtung nahe, daß die Lenker von Motorwagen noch viel rücksichtsloser fahren würden als bisher, wenn sie wüßten, daß für etwaige Unfälle nicht sie, nicht ihr Fuhrherr, sondern die Genossenschaft aufkommen muß?

Die vereinzelt vorkommenden Ausschreitungen, die allein die Gefahr für die Oeffentlichkeit bilden, werden sich also auf diesem Wege kaum verhindern lassen. Viel erfolgreicher dürfte es sein, der Ausbildung der Wagenführer, gleichviel ob von Beruf oder nicht, Aufmerksamkeit zu schenken. Bei der großen Verbreitung, die die Motorfahrzeuge in den letzten Jahren erlangt haben, kann es nicht wundernehmen, daß sich viele Leute dem einträglichen und abwechslungsreichen Beruf des Motorwagenführers zuwenden. Hier wäre es Sache der Behörden, durch geeignete Maßregeln, etwa dadurch, daß ein bestimmter Bildungsgang verlangt wird, unzuverlässige Kräfte von vornherein auszuscheiden[1]); das ist heute schon bei andern Verkehrseinrichtungen üblich. Fachliche Ausbildung von Wagenführern in der Bedienung von Motorwagen und im Beheben der einfacheren Betriebstörungen haben verschiedene gewerbliche Schulen (Technikum Aschaffenburg, Technikum Elektra, Berlin) bereits in die Hand genommen.

Von den andern Staaten Europas verdient hinsichtlich gesetzlicher Bestimmungen über den Motorwagenverkehr namentlich England hervorgehoben zu werden, weil es die ältesten Gesetze besitzt[2]). In England fiel bis zum Jahre 1896 jedes Fahrzeug mit mechanischem Antrieb unter das »Locomotives on Highways Act«, ein Gesetz, nach dem jedes solche Fahrzeug beim Fahren auf einer Landstraße mit zwei Mann Bedienung versehen sein mußte. Außerdem mußte ein Mann mit einer roten Fahne vorangehen. Da konnte natürlich nur im Schritt gefahren werden. Erst 1896 wurde für Motorwagen von weniger als 3 t Gewicht, die höchstens einen Anhängewagen ziehen durften, ein neues Gesetz »The Light Motor Act« erlassen. Unter diesem Gesetz, das nur vorschrieb, daß die Fahrzeuge weder Rauch noch sichtbaren Dampf ausstoßen sollten, hat die Motorwagenindustrie in England einen lebhaften Aufschwung genommen. Im Jahre 1904 endlich ist ein weiteres, ausdrücklich für Motorwagen, insbesondre Personenfahrzeuge, bestimmtes Gesetz in Kraft getreten, das eine Reihe gefährlicher Einschränkungen enthält. Neben Nummerzwang und Fahrerlaubnisschein (ohne amtliche Prüfung, ja sogar ohne persönliche Vorstellung des Fahrers) wird die höchste zulässige Fahrgeschwindigkeit innerhalb städtischer Bezirke auf 19,2 km/st festgesetzt und den Landgemeinden anheimgegeben, im Einvernehmen mit der Regierung entsprechende Bestimmungen über die Höchstgeschwindigkeit auf Landstraßen zu treffen. Ein Mangel dieses Gesetzes ist, daß weder eine Prüfung des Wagenführers stattfindet, noch daß er sich persönlich bei der Behörde vorzustellen braucht, die ihm den Fahrerschein ausstellt. Ein Witzbold hat es daher mit Leichtigkeit zuwege gebracht, für einen stadtbekannten blinden Bettler eine solche Fahrerlaubnis zu erwirken! Auch gegen die Bestimmung, daß die Fahrerlaubnis nur an Leute erteilt werden soll, die mindestens das 17te Lebensjahr erreicht haben, wird von mancher Seite Einwand erhoben, aber, wie ich glaube, mit Unrecht; denn es ist nur billig, daß zu junge Wagenführer, die sich ihrer Verantwortung nicht genug bewußt sind, von diesem Beruf ausgeschlossen werden.

Mit Anfang dieses Jahres ist endlich in England auch ein besondres Gesetz betreffend den Verkehr mit Motorlastwagen in Kraft getreten, das sehr günstige Aufnahme gefunden hat. Die wichtigste Bestimmung darin ist, daß das zulässige Gewicht des unbeladenen Wagens, wofür nach dem Light Motor Act von 1896 3 t als Höchstgrenze festgesetzt waren, auf 5 t, das Gesamtgewicht von Wagen und Anhänger von 4 auf 6,5 t erhöht wird. Diese Erleichterung bedeutet viel für die gerade in England hochentwickelte Dampflastwagen-Industrie. Das neue Gesetz trifft ferner Anordnungen über die höchste zulässige Achsbelastung (8 t) beladener Motorwagen, deren Gewicht nicht mehr als 12 t betragen soll. Metallene Querrippen auf den Radfelgen, die zur Erhöhung der Adhäsion dienen, sind zulässig, wenn Achsen und Rahmen gegeneinander abgefedert sind. Schwere Wagen sollen nicht schneller als 12,8 km/st fahren; wenn das Leergewicht des Wagens 3 t

[1]) Im Jahre 1903 verkehrten im Berliner Polizeibezirke 3177 Straßenbahnwagen, 8029 Droschken und 1270 Motorwagen. Durch Straßenbahnen sind in diesem Jahre 1895, durch Droschken 396 und durch Motorwagen 32 Unfälle verursacht worden.

[2]) »Der Motorwagen« 10. Dezember 1904.

[3]) Der österreichische Gesetzentwurf beschränkt die verschärfte Haftpflicht auf solche Motorfahrzeuge, die mehr als 20 km/st erzielen können, in dem Bestreben, die Verwendung von Motorwagen für gewerbliche Zwecke zu schützen. Dadurch verliert das Gesetz aber nichts von seiner Schädlichkeit, wenigstens solange nicht, als die Motorwagenindustrie gezwungen ist, ihren Hauptgewinn aus der Herstellung schnellfahrender Personenfahrzeuge für Vergnügungszwecke zu ziehen.

[1]) Es wird vielfach geklagt, daß die übliche Fahrprüfung vor dem Polizeibeamten und Sachverständigen ungenügend ist.

[2]) »Der Motorwagen« 1905 und Zeitschrift des Mitteleuropäischen Motorwagen-Vereines 1905.

überschreitet oder mehr als 6 t auf eine Achse entfallen, nicht schneller als 8 km/st. Für Wagen mit elastischen Radreifen sind jedoch höhere Fahrgeschwindigkeiten zulässig. Anhängewagen, die von der Anmeldepflicht befreit sind, sollen nicht von Motorwagen gezogen werden, die zur Personenbeförderung dienen und nicht mehr als 4 t Achsbelastung aufweisen.

Frankreich verfügt noch nicht über bestimmte Gesetze zur Regelung des Motorwagenverkehrs. Dagegen befindet sich seit einiger Zeit eine für Paris bestimmte Verordnung in Beratung, die in anerkennenswerter Weise auf die Bedeutung des Motorwagens Rücksicht nimmt. Die Verordnung, die freilich noch der Zustimmung der obersten Verwaltungsbehörde bedarf, stellt den Besitzer eines Motorwagens ganz auf den Boden des Bürgerlichen Gesetzbuches, schließt Wagen ohne Schalldämpfer vom Verkehr völlig aus und enthält keine Bestimmung über die zulässige Höchstgeschwindigkeit. Die Fahrerlaubnis wird nach eingehender technischer Prüfung des Wagenführers erteilt. Im Innern von Paris ist der Gebrauch von Azetylenlaternen untersagt.

Das freisinnigste Gesetz über Motorwagen ist bisher in Holland erlassen worden. Hier werden weder Wagen untersucht, noch Wagenführer geprüft, noch darf einem Wagenführer die einmal erteilte Erlaubnis entzogen werden. Hinsichtlich der Fahrgeschwindigkeit wird nur bestimmt, daß es verboten ist, durch zu schnelles Fahren den Verkehr zu gefährden; im übrigen wird der Fahrer für die von ihm gewählte Geschwindigkeit verantwortlich gemacht.

Auch die italienische Regierung, die sich seit einiger Zeit um die Förderung des Motorwagenverkehrs sehr bemüht, hat neuerdings ein Gesetz erlassen, das in besondern Abschnitten Bestimmungen über Privatwagen, Wagen im öffentlichen Gebrauch und Motorfahrräder enthält. Die Fahrgeschwindigkeiten werden auf 12 km in allen bewohnten Orten und 40 km auf offenen Straßen festgesetzt, doch wird den Behörden freigestellt, diese Zahlen zu ändern. Dadurch werden Mißverständnisse hervorgerufen, unter denen zunächst die Motorwagenführer zu leiden haben werden.

Berlin. A. Heller.

Wir haben wiederholt über das **Prämienlohnsystem** berichtet[1]; dabei ist hauptsächlich untersucht worden, welche Wirkungen es auf die Selbstkosten des Fabrikanten und auf den Verdienst des Arbeiters haben kann. Es ist auch auf die Beurteilung hingewiesen worden[2], die diese Lohnart bei den Arbeitern in Amerika, dem Ursprungslande des Systems, gefunden hat. Neuerdings haben die Arbeiter auch bei uns zu dem Prämiensystem Stellung genommen. Kürzlich hat der Deutsche Metallarbeiterverband, der mit seinen 205000 Mitgliedern einer der stärksten gewerkschaftlichen Verbände in Deutschland ist, auf seiner Hauptversammlung zu Leipzig den folgenden Beschluß gefaßt[3]:

»Die 7. Generalversammlung des Deutschen Metallarbeiterverbandes erklärt: Das Prämienlohnsystem ist eines der raffiniertesten Mittel zur Ausbeutung der menschlichen Arbeitskraft. Es setzt den Unternehmer in den Stand, den Arbeiter unter dem Schein höherer Bezahlung anzuspornen, anhaltend seine Kräfte bis zur äußersten Erschöpfung anzustrengen, ohne Rücksicht darauf, daß er sich dadurch früh ruiniert. Ferner entfesselt es alle selbstsüchtigen Leidenschaften, führt dadurch zu schwerer moralischer Schädigung der Arbeiterschaft und beeinträchtigt den Einfluß der Organisation auf die Besserung der Arbeitsverhältnisse. Aus diesen Gründen liegt es nicht im Interesse der Arbeiter, der Weiterverbreitung dieses Systems Vorschub zu leisten, zumal die Erfahrungen gezeigt haben, daß es von den Unternehmern in der Hauptsache auch dazu benutzt wird, einen Maßstab zu gewinnen zur weiteren Herabsetzung der Akkordpreise oder zur Erhöhung des Arbeitspensums bei Lohnarbeit.«

Dieses außerordentlich schroffe und stark übertriebene Urteil wird allerdings durch den nachfolgenden Schlußsatz des Beschlusses wieder gemildert:

»Die 7. Generalversammlung erklärt sich deswegen grundsätzlich gegen das Prämienlohnsystem, hält es jedoch nicht für angebracht, den Verband auf eine in allen Fällen zu befolgende Taktik festzulegen, will diese vielmehr in jedem einzelnen Fall den maßgebenden Verbandsinstanzen zur Entscheidung überlassen.«

Für das **erste Linienschiff, das mit Dampfturbinenantrieb** ausgerüstet wird, sind einer Mitteilung des »Engineering« zufolge die Maschinen bereits bei Vickers Sons & Maxim Ltd. bestellt worden. Das Schiff erhält vier Schraubenwellen, auf denen je eine große Turbine für Vorwärtsgang angeordnet wird. Mit einer Gesamtleistung von 22 bis 23000 PSi hofft man trotz der schweren Bewaffnung 20½ bis 21½ Knoten Geschwindigkeit zu erzielen. Für Rückwärtsgang sowie für Marschgeschwindigkeit sind behufs besserer Dampfausnutzung kleinere Turbinen auf den Schraubenwellen angeordnet, die beim Fahren mit Volldampf leer mitlaufen.

Zur selben Zeit hat die englische Admiralität **12 Torpedoboote** in Auftrag gegeben, die durch **Parsons-Turbinen** angetrieben werden sollen. Die rd. 300 t großen Boote sind für den Küstendienst bestimmt, sollen jedoch besonders seetüchtig gebaut werden, was wohl mit Rücksicht auf die vielen Havarien der früheren englischen Turbinen-Torpedoboote geschieht. Die Geschwindigkeit der Schiffe soll nur rd. 25 Knoten betragen.

Nach einer Mitteilung der Deutschen Bauzeitung ist der 89 m hohe **Turm** am neuen **Rathaus** in Berlin nach dem Entwurf des Regierungsbaumeisters K. Bernhard auf einer mit **Eisen verstärkten Betonplatte gegründet**. Der Grundwasserspiegel liegt zwar nicht sehr hoch, immerhin hätte aber bei der Annahme einer Druckverteilung unter 60° die Gründung auf einer reinen Betonplatte der erforderlichen Breitenabmessungen wegen eine bedeutende Tiefe unter Grundwasser beansprucht. Demgegenüber bot die Eisenbetonplatte, welche auch Zug aufzunehmen vermag, den Vorteil, daß man nicht wesentlich unter die Nachbarfundamente hinunter zu gehen brauchte. Die Platte hat 29 auf 34 m Grundfläche und 1,6 m Stärke erhalten und überträgt auf den Baugrund eine gleichmäßige Belastung von 3,1 kg/qcm.

Die Clyde Valley Electrical Power Company, welche das Gebiet des Clyde-Tales von Craigendoran und Port-Glasgow bis Lanark und Shotts mit elektrischer Energie zu versorgen beabsichtigt, hat zwei **Kraftwerke**, zu Yoker und Motherwell, errichtet, von denen das erstere kürzlich eröffnet worden ist. Der zu versorgende Bezirk umfaßt annähernd 2000 qkm und ist einer der industriereichsten Schottlands. Das Kraftwerk zu Yoker enthält zwei Westinghouse-Parsons-Dampfturbinen von je 3000 PS normaler Leistung, die mit 1500 Uml./min laufen; jede derselben ist mit einem Westinghouse-Generator gekuppelt, der Dreiphasenstrom von 11000 V und 25 Per./sk erzeugt; mit dieser Spannung wird der Strom an die verschiedenen Unterstationen verteilt. Der Dampf wird von vier Babcock & Wilcox-Kesseln geliefert.

Der Maschinenraum wird im vollen Ausbau einen weiteren Maschinensatz von der Größe der aufgestellten und noch einen Satz von 3500 KW Leistung aufnehmen, so daß dann eine Energiemenge von 9500 KW erzeugt werden kann.

Nach einer Mitteilung in Heft 10 der Zeitschrift für Binnenschiffahrt bleibt für die Fertigstellung des **Teltowkanales** bei Berlin[1]) noch mancherlei zu tun übrig, wenn auch die Arbeiten rüstig fortschreiten. Ob der Kanal im Herbst dieses Jahres bereits vollendet sein wird, läßt sich noch nicht absehen. Ganz besonders schwierig sind die Arbeiten in dem Moorgrunde des Teltow-Sees, wo die Schüttung der seitlichen Dämme immer neue Auftreibungen und Versackungen bewirkt.

Von der 44,5 km betragenden Gesamtlänge des Hauptkanales und seiner Zweige sind etwa 34 km in den Erdarbeiten, meistens auch in den Uferbefestigungen, fertiggestellt. Von den 52 Brücken sind 47 dem Betrieb übergeben oder in den Mauer- und Gründungsarbeiten vollendet. Die einzige im Kanal befindlichen Schleuse (bei Machnow) ist in der Hauptsache fertig.

Für die elektrische Treidelei ist auf Zehlendorfer Gebiet ein großes Elektrizitätswerk errichtet, das seiner Vollendung entgegengeht. Die Gleise für die Treidelei sind auf der oberen Kanalstrecke zwischen Grünau und Britz auf ungefähr 10½ km Länge verlegt, und mit der Aufstellung der Leitungsmasten ist begonnen. Die Hoffnung auf eine baldige Fertigstellung des Kanales ist demnach wohl begründet.

Nachdem bereits am 24. Februar der Hauptstollen des **Simplon-Tunnels** durchgeschlagen war, ist nunmehr, in der Nacht zum 7. Juli, der **Durchschlag des Nebenstollens** gelungen.

Die **Queistalsperre bei Marklissa**[2]), deren Entwurf noch von Prof. Intze herrührt, ist am 5. d. Mts. feierlich **eingeweiht** worden.

---

[1]) Z. 1903 S. 172, 1129, 1207, 1472.
[2]) Z. 1903 S. 1134.
[3]) Soziale Praxis 29. Juli 1905 S. 1022.

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 544.
[2]) Z. 1903 S. 1580.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 159542. Kolbenmaschine. A. Klose, Berlin. Zwei Kolben a, b, deren Kurbeln k, k_1 um 60° versetzt sind, arbeiten in einem Zylinder in der Weise, daß jeder Kolben auch den Arbeitsraum des andern Kolbens benutzt, und daß sich bei jedem Umlaufe drei nahezu gleiche, durch drei Ein- und Auslässe gesteuerte Arbeitsübertragungen (von je 180° Kurbeldrehung) ergeben, die einander gegenseitig übergreifen, wie Fig. 2 zeigt, wo h den Wirkungswinkel des Hinter-, v des Vorder- und z des Zwischenraumes bezeichnet. Der mittlere Ein- und Auslaß bleibt, da die Dichtungsringe zurückverlegt sind, auch nach Verschieben von a, b über die Mittellage wirksam. Die Maschine kann in jeder Stellung die Drehrichtung durch Umsteuern wechseln. Als Lokomotivmaschine in der Mitte des Hauptrahmens gelagert, vermeidet sie alle Schaukel- und Schlingerbewegungen.

Kl. 14. Nr. 159390. Kapselwerk-Kraftmaschine. H. van Beresteyn, Brüssel. Die äußere Lauffläche für die Flügelkolben k bildet ein den Zylinder a auskleidendes, ringförmig geschlossenes biegsames Metallband f, das in der Nähe der Einlässe d, e und Auslässe b, c durch Schrauben h und Widerlager g dichtend auf die Kolbenscheibe i gedrückt wird.

Kl. 14. Nr. 159392. Ausnutzung der Abdampfwärme. J. F. A. Bruun, Kopenhagen. Der Abdampf wird von a her mit geringer Geschwindigkeit durch die Röhren des von h aus mit Feuergasen bespülten Ueberhitzers $bcde$ und dann durch das Rohr f nach beliebigen Heizkörpern geleitet, z. B. zum Vorwärmer g für das durch v, w strömende Speisewasser, und gelangt durch i in den Kondensator k, der bei l an die Kaltwasserleitung, bei m und n an die Luftpumpe angeschlossen ist. Das Niederschlagwasser der Heizkörper gelangt durch Rohre r, s ebenfalls nach k und wird zum Teil als Speisewasser durch u, v, w zur Maschine befördert.

Kl. 17. Nr. 159235. Kältemaschine. Société anonyme Westinghouse, Paris, und M. Leblanc, Auteuil bei Paris. Als Verdichter wird ein von der Dampfturbine t unmittelbar angetriebener Ventilator v benutzt, der die Dämpfe der Kälteflüssigkeit aus dem Kühler k, durch dessen Röhren r Salzwasser fließt, absaugt und durch den Kanal s zum Kondensator treibt. Da v bei 270 m Umfangsgeschwindigkeit nur einen Spannungsunterschied von 1/2 at zu erzeugen vermag, so wird als Kälteflüssigkeit Tetrachlorkohlenstoff (CCl_4) benutzt, dessen Dämpfe 7,5 mal so dicht wie Luft sind, und der bei 1/2 at Spannungsgefälle 50° C Temperaturgefälle (— 25° bis + 25°) zu erzeugen vermag. Wegen seiner fettlösenden Eigenschaft läuft die Welle w in Graphitlagern g, g_1.

Kl. 35. Nr. 159433. Senkbremse. M. Reich, Charleroi (Belgien). Der in der Richtung y wirkende Achsdruck des steilgängigen Schneckengetriebes h verursacht genügende Reibung zwischen der Scheibe b und der durch Klinken e gesperrten Scheibe c, um die Last p in der Schwebe zu halten; durch schwächeren oder stärkeren Strom in dem die Scheibe b anziehenden Elektromagneten g aber kann man den Druck y so regeln, daß p mit gewünschter Geschwindigkeit sinkt.

Kl. 38. Nr. 159178. Messerkopf. J. und A. Jensen og Dahl, Christiania. Um bei Bearbeitung trockner, spröder Hölzer u. dergl. den Winkel α $(= 90^0 + 1/2\,\beta)$ zwischen Messer und Holzfläche h möglichst klein, den Schneidwinkel $180^0 - \alpha$ also groß zu halten, werden gebogene Messer m so angeordnet, daß sie dem Werkstücke die hohle Seite zuwenden. Durch Verschiebung von m (nach h_1 und α_1) kann die Größe des Winkels etwas geregelt werden.

Kl. 46. Nr. 159365. Gasmaschinenregelung. W. Langdon-Davies und A. Soames, London. In die zur Maschine führende Gasluftgemischleitung e ist ein Rückschlagventil f eingeschaltet, dessen Belastung g während des Ganges mittels Handhebels k zur Regelung der anzusaugenden Gasmenge geändert werden kann. Bei starker Anspannung der Feder g zum völligen Abschluß von f wird durch die Stange p ein Drehschieber l geöffnet, um Luft einzulassen.

Kl. 46. Nr. 159384. Elektrische Zündkerze. A. Herz, Wien. Um die Bildung leitender Rußablagerungen zwischen den Polen b und c zu verhindern, ist der isolierende Körper a unten stufenförmig abgesetzt oder kegelförmig verjüngt, wodurch ein nach dem Brennraum hin weit offener Ringraum gewonnen wird, dessen enger Teil beständig von totgebrannten, keinen Ruß abscheidenden Gasen erfüllt bleibt.

Kl. 46. Nr. 159593. Viertaktmaschine. Società generale immobiliare di lavori di utilità publica ed agricola, Rom. Beim Saughube wird Luft durch l_1, d in den Zylinder g und durch l, b in den Brennerraum f eingeführt, und gegen Hubende wird der Luft in f von ma her Brennstoff zugemischt. Dabei werden die Ventile d, b, a so gesteuert, daß das Gemisch aus f nicht nach g gelangt, beim Verdichtungshube aber wird Luft aus g durch das Röhrenbündel r nach f getrieben, wo es an der Erhitzung durch die entzündete Ladung teilnimmt, um die Temperatur der Brenngase zu erniedrigen; c, p ist der Auspuff.

Kl. 47. Nr. 159209. Muffenrohrverbindung. W. Thorpe, London. Die Enden der Ton- oder Gußeisenrohre a haben schneckenförmig ansteigende und kegelartig abgeschrägte Ansätze b, c, die angegossen oder eingelegt (Fig. unten) sein können und bei Drehung durch Eintreiben eines Keiles j zwischen die Stufen g, h sowohl in der Quer- als in der Längsrichtung einen Dichtungsdruck erzeugen.

Kl. 47. Nr. 159404 und Zusatz Nr. 159405. Kurbelwelle. R. Conrad, Berlin. Ein- oder mehrfach gekröpfte Wellen werden in der Weise gelagert, daß man die Kurbelarme als Scheiben b ausführt und durch Laufringe d usw. zu Kugel- oder Rollenlagern ausbildet, wodurch die Baulänge vermindert, die Beanspruchung der Zapfen a verringert, die Verbindung mit Stützlagern f, Zahn- und Schwungrädern usw. vereinfacht und der Zusammenbau (durch Ueberschieben der Lager) erleichtert wird. Kurbelarme b gewöhnlicher Form, Fig. 2, können durch aufgeschraubte oder aufgezogene Stücke l Scheibenform erhalten. Nach dem Zusatzpatent werden die Kurbelzapfen a zu Exzentern erweitert, und diese erhalten einen solchen Abstand von den Kurbelscheiben b, daß man von der Seite her auch für a Rollen- oder Kugellager einbringen kann.

Kl. 81. Nr. 159775. Antriebvorrichtung für Rollgänge. Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman, Duisburg. Um Stöße und starke Reibungsverluste zu vermeiden, werden die einzelnen Förderwalzen r durch Kurbeln mit gemeinsamen Kurbelgestängen h für eine größere Zahl Förderrollen angetrieben.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.

Geehrte Redaktion!

In Nr. 23 dieser Zeitschrift findet sich in dem Artikel »Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues« ein Punkt, der der Berichtigung bedarf. Er betrifft die sogenannte Graysche Schaltdose und die daran geknüpften Bemerkungen hinsichtlich der Neuheit dieser Einrichung. Es ist unzutreffend, daß erst neuerdings durch die Grayschen Hobelmaschinen die Klinkschaltung als letzter Betriebsteil der Schaltung angeordnet worden ist; diese Einrichtung ist vielmehr seit mindestens 25 Jahren als bekannt anzusehen, bekannt in erster Linie meines Wissens durch die Sellersschen Hobelmaschinen.

Ich selbst habe solche bei den von mir konstruierten Hobelmaschinen schon seit mehr als 18 Jahren verwendet und füge eine Skizze unserer Einrichtung bei.

Hochachtungsvoll

Bielefeld, den 17. Juni 1905. E. Rein.

Es freut mich sehr, daß ich durch die Zuschrift meines alten lieben Bekannten, des Hrn. Rein, einen geeigneten Grund erhalte, das Folgende auszusprechen:

Weshalb hüten viele deutsche Werkzeugmaschinenfabriken ihre Neuheiten und Fortschritte wie Veilchen im Verborgenen, so daß es, wie in diesem Falle, nur zufällig durch die Anregung des Verfassers von »Aufgaben und Fortschritte« nach 18 Jahren an den Tag kommt, daß irgend etwas in einer deutschen Fabrik schon damals in Anwendung war?

Was hat der Einführung amerikanischer Werkzeugmaschinen auf dem deutschen Markte wesentlichen Vorschub geleistet?

erstens: eigene Erfindungstätigkeit auf der Grundlage der Sonderung der Erzeugung;

zweitens: die Bekanntmachung der Erfindungen und Verbesserungen in den Fachzeitschriften.

Und was war der nächste Erfolg davon?

erstens: die Meinung der Weltkundschaft, daß die Vereinigten Staaten diejenige Bezugsquelle sind, von der man stets das Neueste und Beste erhält;

zweitens: die Bereitwilligkeit der Kundschaft, für die von vornherein mit Wohlwollen betrachteten amerikanischen Erzeugnisse gute Preise anzulegen.

Wer das nicht sieht und begreift, gehört zu den Blinden auf wirtschaftlichem Gebiete.

Schlußfolgerung: Nicht erst 18 Jahre warten, bis gemeldet wird, daß man etwas Gutes an seinen Erzeugnissen eingeführt hat, sondern:

erstens: Spezialisierung, d. h. auf Deutsch: Sondererzeugung;

zweitens: innerhalb der Sondererzeugung eigenes selbständiges Fortschreiten;

drittens: die Fortschritte bekannt machen.

Die zuweilen in kaufmännischen und juristischen Köpfen spukenden dunkeln Begriffe »Fabrikgeheimnis« und »Verrat solcher«, sind in den meisten Fällen nichts weiter als zopfiger alter Plunder, den die ganze Nachbarschaft ebenso gut kennt.

Heraus mit Wahrheit und Fortschritt an die Oeffentlichkeit! Dann erst entfalten beide ihre gewollte Wirkung.

In diesem Sinne werde ich nicht aufhören, zu mahnen und zu wirken, zum wahren Nutzen des deutschen Werkzeugmaschinenbaues. Kommt dabei mal einer und sagt: »Das habe ich eher gewußt als Du«, so freut mich das herzlich, und ich drücke ihm im Geiste die Freundschaftshand.

Zum Schluß möchte ich Hrn. Rein bitten, mit etwas größerer Sicherheit und Bestimmtheit, als durch den gemachten Vorbehalt »meines Wissens«, festzustellen, ob wirklich Sellers anstatt Gray der Urheber der beschriebenen Schaltdose war. Ich wäre dann in der Lage, dies in den in Buchform erscheinenden zweiten Abdruck von »Aufgaben und Fortschritte« aufzunehmen. Im voraus Dank für diese Bemühung!

Chemnitz, den 21. Juni 1905. Fr. Ruppert.

Angelegenheiten des Vereines.

Um das Andenken an unser am 28. Dezember 1904 zu Aachen verstorbenes Mitglied

Otto Intze,

dessen großer Leistungen als Ingenieur und als Lehrer der technischen Wissenschaften wir in unserer Zeitschrift (1905 S. 109) gedacht haben, zu ehren und dauernd wach zu halten, wollen zahlreiche Freunde und ehemalige Schüler des dahingeschiedenen Meisters seine von Professor Krauß gefertigte Büste in Marmor oder Erz ausführen lassen, um sie der Technischen Hochschule zu Aachen als Geschenk darzubringen. Ein von ihnen ausgegangener Aufruf fordert auch weitere Kreise zu Beiträgen auf, die unter der Bezeichnung »Intze-Stiftung« an die Bergisch-Märkische Bank in Aachen zu senden sind. Sonstige Mitteilungen in dieser Sache sind an Herrn Professor Obergethmann in Aachen, Technische Hochschule, zu richten. Der Verein deutscher Ingenieure, der dem Verstorbenen in der Grashof-Denkmünze seine höchste Ehrung erwiesen hat, ist diesem Vorhaben mit einem Beitrage von 500 *M* beigetreten und kann sich nur freuen, wenn dem Aufruf im Kreise seiner Mitglieder reichlich entsprochen wird, hoffentlich in solchem Maße, daß es möglich wird, über die einfache Büste hinaus zu gehen.

Der Verein deutscher Ingenieure.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

Klemperer: Versuche über den ökonomischen Einfluß der Kompression bei Dampfmaschinen.

Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Stahlguß bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Beiblatt Nr. 20

zu Nr. 28 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 15. Juli 1905.

Zum Mitgliederverzeichnis.

Aenderungen.

Bayerischer Bezirksverein.

Ph. Born, Ingenieur, Magdeburg-S, Westendstr. 1.
Dr.-Ing. G. von Krauß, Kommerzienrat, München, Karolinenplatz 2.
Joh. Mich. Schöck, Ingenieur bei Jos. Rathgeber, München, Häberlstr. 4.
Max Zeller, Dipl.-Ing., Assistent an der Technischen Hochschule, München, Amalienstr. 74.

Berliner Bezirksverein.

Georg Bernhardt, Ingenieur, Inhaber eines technischen Bureaus, Berlin S W., Wartenburgstr. 26.
Benno Buchholz, Ingenieur, Hannover, Calenberger Str. 49.
Georg Dettmar, Generalsekretär des Verbandes deutscher Elektrotechniker, Grunewald bei Berlin, Gillstr. 4.
Otto Döring, Maschinenfabrikant, Berlin N., Vineta Platz 2.
Ad. Ehrlich, Ingenieur, Graefenberg, Oesterr.-Schles.
Paul Herrmann, Dipl.-Ing. bei den Siemens-Schuckert Werken G. m. b. H, Berlin S.W., Lankwitzstr. 9.
Gust Huffmann, Dipl.-Ing., Charlottenburg Herderstr. 8.
R. Janowsky, Ingenieur bei C. T. Speyerer & Co., Berlin S.W., Tempelhofer Ufer 25.
Paul Kastner, Ingenieur, Bromberg, Elisabethstr. 33.
Paul Löblich, Ingenieur, Berlin S.O., Bethanien Ufer 6.
Paul Müller, Ingenieur bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund.
Jos. Reets, Ingenieur, Place Coronmeuse 23, Herstal bei Lüttich.
Walther Rielo, Dipl.-Ing, Insterburg, Kornstr. 2.
Rich. Schulze, Techniker, Berlin N., Linienstr. 145.
Franz Paul Strauß, Ingenieur, Frankfurt a/M -Bockenheim, Kettenhofweg 217.
Dr. Alfred Ziegra, Ingenieur, Rixdorf bei Berlin, Jägerstr. 16—40.

Bochumer Bezirksverein.

Arno Gentebrück, Ingenieur der Maschinenbau-A.-G. Balcke, Bochum.
B. Maciejewski, Betriebsingenieur, Bochum, Wilhelmstr. 8. *Ht.*

Bremer Bezirksverein.

C. Kampmann, Ingenieur, Berlin N., Kesselstr. 38.

Breslauer Bezirksverein.

Martin Cohn, Reg.-Baumeister, Breslau, Hohenzollernstr. 37/39. *B.*
Paul Herrmann, Chefingenieur bei Paschke & Co., Freiberg i/S.
Simon Hoffmann, Ingenieur, Wien X, Favoritenstr. 82.
M. Jores, Ingenieur, Köln a/Rh., Mainzer Str. 3.
Ed. Schulte, Ingenieur der United Coke and Gas Comp., 17 Battery Place, New York.
Arthur Siedamgrotzky, Ingenieur bei C. Flohr, Breslau, Hedwigstr. 25.
Arthur Wiersig, Ingenieur, Breslau, Charlottenstr. 22.

Chemnitzer Bezirksverein.

Joh. Stuber, Betriebsingenieur der Buchsweiler Bergwerke und Fabriken, Buchsweiler (Els.)

Dresdener Bezirksverein.

Karl Eldracher, Direktor der A.-G. vorm. Seidel & Naumann, Dresden-A. *B. P./S.*
Matthias Färber, Reg.-Baumeister, Pulverfabrik Gnaschwitz, Post Singwitz.
Anders Johanson, Ingenieur der Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebr. Seck, Dresden-Plauen.
Paul Vogel, Betriebsleiter der Rheinischen Papiermanufaktur Herm. Krebs, Mannheim.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Carl Bilhartz, Ingenieur bei G. Topham & Co., Wien X, Gudrunstr. 159.
S. Bitterli-Treyer, Direktor der Licht- und Wasserwerke, Thun, Schweiz.
Gustave Diémer, Ingenieur, i/Fa. Diémer & Edelmann, Paris X, 55 Quai Valmy.
Dr. B. Köhnlein, Chemiker, Straßburg i/E., Jung St. Petergäßchen 3.
Jean Schott, Ingenieur, Mühlbach bei Münster i/Els.
Emil Vogel, Ingenieur und Bauführer, Mülhausen i/E.

Emscher Bezirksverein.

Otto F. Fischer, i/Fa. Otto Vogelsang, Telephon- und Telegraphenbauanstalt, Essen a/Ruhr-West. *Bch.*
Hans Schilling, Ingenieur und Betriebschef der Röhrenwalzwerke A.-G., Gelsenkirchen.
Theodor Terhardt, Ingenieur, Sodingen bei Herne i/W. *Bch.*

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Georg Eichhorn, Ingenieur, Wetter a/Ruhr, Bismarckstr. 28.
Carl Euler, Ingenieur bei Gebr. Baertl, Hannover, Bödekerstr. 85.
Franz Wagner, kgl. Zentralwerkstätten-Direktor, Aubing bei München.

Frankfurter Bezirksverein.

Karl Kleinn, Dipl.-Ing., Duisburg, Oberstr. 8.
André Schmidt, Ingenieur der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., technisches Bureau, Tokio.
Kaz. Schrott, Dipl.-Ing., Berlin S.W., Teltower Str. 35/36.
Otto Sommer, Ingenieur, Heidenheim a/Brenz.

Hamburger Bezirksverein.

Heinr. Toussaint, Maschinenbau-Direktor der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Gaarden bei Kiel.
L. Ludorff, Dipl.-Ing., Vertreter der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff, Hamburg, Lübecker Tor 20.

Hessischer Bezirksverein.

Paul Schönermark, Zivilingenieur, Hannover, Holscherstr. 1.

Kölner Bezirksverein.

Fried. Esser, Ingenieur der Maschinenbauanstalt Humboldt, Köln-Nippes, Franziskastr. 5.
Karl Nowak, Oberingenieur der Sachsenwerke, Niedersedlitz (Sachsen).
A. Vierow, Ingenieur, Köln a/Rh., Hansaring 64. *Nrh.*

Mannheimer Bezirksverein.

E. T. Fechner, Ingenieur, Heidelberg, Kronprinzenstr. 8.
Jacob Flatten, Ingenieur, Berlin N.W., Claudiusstr. 14.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Herm. Barten, Ingenieur, Düsseldorf, Rethelstr. 30.
Fritz Blumberg, Ingenieur, Geschäftsführer der Deutschen Oxhydric-Gesellschaft m. b. H., Eller bei Düsseldorf.
Herm. Bruckmann, Ingenieur, p. Adr. Sanders, Rehders & Co., 108 Fenchurch Street, London E. C.
Oswald Drobner, Ingenieur bei Soest & Co., Reisholz bei Düsseldorf.
Paul Guthmann, Ingenieur der Deutsch-Oesterreichischen Mannesmann-Röhrenwerke, Rath bei Düsseldorf.
Dr. Georg Hahn, i/Fa. Hahnsche Werke, Berlin W., Königgrätzer Str. 6.
Friedr. Haß, Ingenieur, Rheydt Augustastr. 84. *Berg.*
Felix Hoefer, Ingenieur, Mannheim, Friedrichsplatz 1.
Erich Horn, Ingenieur bei C. E. Eggers & Co., Hamburg, Papenstr. 120/122.
Alb. Jahn, Ingenieur der Benrather Maschinenfabrik A.-G., Benrath.
Gust. Kern, kgl. Gewerbeinspektor, M.-Gladbach, Wallstr. 48. *Mk.*
Otto Linack, Ingenieur bei Louis Soest & Co., Düsseldorf.
Otto Schneider, Oberingenieur bei C. Mehler G. m. b. H., Aachen.
W. Surmann, Zivilingenieur, Düsseldorf-Grafenberg.
Wilh. Venator, Ingenieur und Chemiker, Inhaber eines technischen Bureaus, Düsseldorf. *M.*

Oberschlesischer Bezirksverein.

Ed. Ballin, Oberingenieur der Kesselabteilung bei W. Fitzner, Laurahütte.
Albrecht Drees, Ingenieur, Direktor der A.-G. Ferrum, Kattowitz.
Karl Rappold, Ingenieur der Kölner Maschinenbau-A.-G., Köln, Bonner Str. 30.

Ostpreufsischer Bezirksverein.

Osk Fuhrmann, Reg.-Baumeister, Königsberg i/Pr., Ziegelstr. 10.

Posener Bezirksverein.

O. Napp, Ingenieur des Dampfkessel-Ueberwachungs Vereins für die Provinz Posen, Posen O., Paulikirchstr. 5.

Rheingau Bezirksverein.

M. Pohl, Inhaber eines technischen Bureaus, Wiesbaden.

Ruhr-Bezirksverein.

Johannes Bracht, Ingenieur des Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereines der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund, Rüttenscheid, Alfredstr. 99.
Jul. Grost, Ingenieur, Duisburg, Grünstr. 28.
Wolfg. Haring, Dipl.-Ing. bei der Brückenbauanstalt der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinl.
Dr. Werner Heffter, Chemiker und Ingenieur, Direktor der chem. Fabrik Fr. Curtius, Duisburg. *B.*
Herm. Hintz, Betriebsingenieur der Duisburger Maschinenbau-A.-G., Duisburg. *Mh.*
O. Huck, Ingenieur bei Henschel & Sohn, Henrichshütte bei Hattingen (Ruhr).
Christian Jürgensen, Dipl.-Ing., Mülheim a/Ruhr, Aktienstr. 58.
Heinr. Knauf, Ingenieur, Essen a/Ruhr, Huttropstr. 23.

Sächsischer Bezirksverein.

E. Catel, Oberingenieur der Kölner Maschinenbau A.-G., Köln, Titusstr. 6.
Rob. Fischer, Chef-Ingenieur, Kiel, Harmstr. 1.

Siegener Bezirksverein.

Curt Huhn, Ingenieur, Leipzig-Gohlis, Stiftstr. 21.

Thüringer Bezirksverein.

P. Spiegelberg, Reg.-Bauführer, Blankenhain, Thüringen.
Georg Jac. Wiehn, Ingenieur, Magdeburg, Peter Paulstr. 30.

Keinem Bezirksverein angehörend

Ad. Aeberli, Ingenieur, c/o. Allis Chalmers Co., Milwaukee, Wisc. U. S. A.
L. Albrecht, Ingenieur, Salzhemmendorf, Dammstr. 49.
Herm. Bauchmüller, Dipl.-Ing., Erfurt, Gartenstr. 74.
Charles Bellens, Ingenieur, 43 rue de Chézy, Neuilly s/Seine.
Carl Bültemann, Ingenieur, Darmstadt, Wenkstr. 32.
A. Diesner, Ingenieur, Berlin N., Müllerstr. 34.
Leonh Dzionara, Ingenieur bei der A.-G. J. Pohlig, Köln-Zollstock.
Herm. Hebbel, Reg.-Baumeister, Magdeburg, Oranienstr. 3a
Dr. Friedr. Heerwagen, Ingenieur, Mannheim, Rennershofstr. 2.
Ferd. Herminghaus, Ingenieur, Breslau, Scharnhorststr. 28.
Karl Herwegh, Ingenieur der Rather Dampfkesselfabrik vorm. W. Gehre A.-G., Rath.
Moritz Hirsch, Dipl.-Ing. bei der Brauerei Maschinenfabrik A. Freundlich, Düsseldorf.
Franz Max Keil, Ingenieur, Rathenow, Derfflingerstr. 14.
Hans Keller, Maschineningenieur, Zürich IV. Niklausstr. 1.
Alexander Klehe, Ingenieur der Maschinenfabrik Deutschland, Dortmund.
Adolf Köhler, Ingenieur, Lüttich, 5 Quai St Vincent.
Franz Langenheim, Ingenieur der Maschinenbau-A.-G. Golzern, Grimma i/S.
Rud. Lehmann, Ingenieur bei C. Joachim & Sohn, Schweinfurt.
Otto Lietzenmayer, Zivilingenieur, München, Tengstr. 2.
Dr.-Ing. Wilh. Lindemann, Reg.-Bauführer, Charlottenburg, Kantstr. 55.
Ferd. Marx, Ingenieur bei Langensiepen & Co., St. Petersburg, Kamennovstrowsky Prosp 11.
Saia Mates, Dipl.-Ing., Str. Socola 51, Jassy (Rum.)
Friedr. Mauck, Ingenieur der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Charlottenburg, Spandauer Str. 31.
Fritz Merk, Ingenieur, c/o. Latrobe Steel Comp. Latrobe, Pa., U. S. A.
Carl Mette, Ingenieur und Prokurist der Russischen Maschinenbau-Gesellschaft, St. Petersburg, Morskaja 28.
Hans Milner, Ingenieur, Teplitz i/Böhmen, Bahnhofstr. 18.
H. P. Moorrees, Consult. Engineer, 7 East 42nd Str., Brooklyn, N. Y.
Jos. Nink, Techniker, Wiesbaden, Werderstr. 5.
Heinr. Petersen, Dipl.-Ing, Charlottenburg, Charlottenburger Ufer 64 a.
Wilh. Pinkert, königl. Telegraphen Inspektor, Hamburg, Ritterstr. 76.
W. Reineke, Eisenbahndirektor, Neustrelitz.
Rud. Roesler, Ingenieur, Charlottenburg, Uhlandstr. 193.
Georg Rühe, Ingenieur, Siegen, Koblenzer Str. 20.
Max Rump, Reg.-Baumeister, Birnbaum, Bez. Posen.
Karl Rzymann, Ingenieur, Linden bei Hannover.
Alfr. Scheiter, Ingenieur, i/Fa. Metallwarenfabrik Thörmer & Kroedel, Leipzig-Plagwitz.
Hans Schlosser, Dipl.-Ing., Chemnitz, Bergstr 33.
Aug. Schmidt, Ingenieur, Düsseldorf, Herzogstr. 66.
Herm. Schmidt, Ingenieur, Charlottenburg, Krummestr. 35/36.
Carl Seidenstücker, Ingenieur, Schöneberg bei Berlin, Kaiser Friedrichstr. 11.
Hans Theiler, Dipl.-Ing., Zürich II, Grütlistr. 38.
Otto Venhoff, Ingenieur der Duisburger Dampfkesselfabrik H. Ketzer, Duisburg-Wanheimerort.
Alb. Wagner, Ingenieur, Bildstock bei Saarbrücken.
K Waschmann, Ingenieur, Aschersleben.
Max Weinhold, Ingenieur, Berlin S.W., Gneisenaustr. 21.
Conrad Werner, Ingenieur, Radebeul-Oberlößnitz, Gellertstr. 6.

Oesterreichischer Verband von Mitgliedern.

Ant. Jos. Roth, Oberingenieur, Wien IV, Joh. Straußgasse 41.

Verstorben.

Hugo Giese, Ingenieur, Dresden-A., Mosenstr. 8. *D.*
Jul. Plate, kgl. Niederländischer Konsul, Agent in Berg- und Hüttenprodukten, Duisburg. *R.*
Friedr. Teichert, Fabrikbesitzer, i/Fa. Teichert & Sohn, Liegnitz. *Br.*
Ludw. Tesdorpf, Werkstätte für wissenschaftliche Präzisionsinstrumente, Stuttgart. *Wbg.*
Max Zschommler, Ingenieur der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. Linden bei Hannover. *H.*

Neue Mitglieder.

Bayerischer Bezirksverein.

Otto Metz, Ingenieur der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., München, Jutastr. 28.

Berliner Bezirksverein.

Walther Loewe, Ingenieur, Oberschöneweide, Wilhelminenhofstr 53/54.

Chemnitzer Bezirksverein.

Francesco Sandri, Ingenieur, Chemnitz, Theaterstr. 58 I.

Dresdener Bezirksverein.

Adolph Nägel, Dipl.-Ing, Dresden-Plauen, Bernhardtstr. 86.

Elsaß-Lothringer Bezirksverein.

Jordan, Dr.-Ing., Eisenbahn-Bau- und Betriebsinspektor, Friedenau, Schmargendorfer Str. 11.
René Kohl, i/Fa. Scheidecker & Kohl, Thann i/Els.

Hannoverscher Bezirksverein.

Hermann Bartling, Ingenieur bei Gebr. Körting, Hannover Linden, Badenstedter Str. 75.

Lenne-Bezirksverein.

Friedrich Disselhoff jr., Ingenieur, Corbach.

Magdeburger Bezirksverein.

Hermann Aebersold, Ingenieur der Cementbau-A.-G., Magdeburg, Falkenbergstr. 15.

Rheingau-Bezirksverein.

Jos. Haug, Dipl.-Ing., Wiesbaden, Bismarckring 26.

Westfälischer Bezirksverein.

H. Rittershaus, Ingenieur bei Brown, Boveri & Co. A.-G., Dortmund, Reinoldistr. 5.

Württembergischer Bezirksverein.

Stricker, Ingenieur bei F. Lang, Cannstatt i/Württemberg.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Arthur von den Brincken, Ingenieur, Warschau, Zlota 14.
Jean Goebel, Inhaber der Gandenbergschen Maschinenfabrik, Darmstadt, Griesheimerweg 25.
Paul Haase, Ingenieur, Assistent am städtischen höheren techn. Institut, Cöthen (Anhalt), Langestr. 11.
Robert Hinze, Ingenieur und Fabrikant, Magdeburg-S., Halberstädter Str. 23.
Friedrich Kasbohm, Ingenieur, Nordhausen, Bäckerstr. 19.
Mehrtens, Professor, Geh. Hofrat, Dresden-A., Schnorrstr. 63.
Richard Motz, Dipl.-Ing., p. Adr. Jekaterinoslawer Maschinenbau-A.-G., Jekaterinoslaw, Süd-Rußland.
J. Overweg, Maschineningenieur, Hengelo, Overysel, Bornesche Str.
Arthur Petzsch, Ingenieur beim Eisenhüttenwerk Marienhütte A.-G., vorm. Schlittgen & Haase, Kotzenau, Kr. Lüben, Schlesien.
Aug. Reimann, Ingenieur der Röchling'schen Eisen- und Stahlwerke, Völklingen a/Saar.
Oscar Richter, Dipl.-Ing., Breslau, Neue Schweidnitzer Str. 10.
Curt Wolf, Ingenieur der Westfälischen Maschinenbau-Industrie Gust. Moll & Co., Neubeckum i/Westf.

Gesamtzahl der ordentlichen Mitglieder 19744.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 29. **Sonnabend, den 22. Juli 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Neuere Duplex-Pumpmaschinen, Schwungrad-Pumpmaschinen und Turbinenpumpen.

Von Otto H. Mueller.

(Vorgetragen im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

(Schluß von S. 1031)

III. Neuere Turbinenpumpen.

Die Turbinenpumpe verdankt ihre Entwicklung der Elektrizität, die zweckmäßig nur in rasch umlaufenden Motoren ausgenutzt werden kann. Die Versuche, Elektromotoren mit hin- und hergehenden Kolbenpumpen zu verbinden, führten entweder zu umständlichen, unpraktischen und geräuschvollen Uebertragungsmechanismen oder — bei unmittelbarem Antrieb der Kurbelwelle vom Läufer des Motors — zu einem Kompromiß, bei welchem weder Pumpe noch Motor volle Berücksichtigung ihrer Eigenheiten erlangten. Es war daher ein richtiger, von Gebrüder Sulzer zuerst mit Erfolg durchgeführter Gedanke, die bis dahin im Pumpenbau arg vernachlässigte Umlaufbewegung wieder aufzunehmen. War man sich auch darüber klar, daß mit dieser Anordnung die hohen Wirkungsgrade der Kolbenpumpen nicht erreicht werden konnten, so zeigte sich doch allgemein Bereitwilligkeit, eine angemessene Einbuße am Wirkungsgrad in den Kauf zu nehmen, wenn man die sonstigen Vorteile der Kreiselpumpen ausnutzen konnte: die geradezu ideale Anpaßfähigkeit an rasch umlaufende Motoren, die Kleinheit und unübertreffliche Einfachheit, vor allem aber die ganz gleichmäßige Lieferung und Druckhaltung und die dadurch erhöhte Betriebsicherheit unter Wegfall der überall lästigen Windkessel und ihrer Ausrüstungen. Die neue Aufgabe bestand darin, die Kreiselpumpe, mit der man ja schon früher ganz befriedigende Wirkungsgrade erzielt hatte, wenn es sich um große Wassermengen bei Förderhöhen zwischen 3 und 5 m handelte, zur wirtschaftlichen Ueberwindung größerer Förderhöhen bei größeren Umlaufgeschwindigkeiten geeignet zu machen, und diese Aufgabe wurde an Hand der Erfahrungen des Wassermotorenbaues, die zur Anwendung der Leiträder und der Stufenschaltung führten, auch befriedigend gelöst. Gewisse, mit den Grundlagen der Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck verbundene Eigenheiten der Kreiselpumpe konnten hierbei allerdings nicht beseitigt werden, standen jedoch bei genügender Berücksichtigung der Einführung der Pumpe nicht im Wege.

Der vornehmliche Unterschied im Verhalten einer Kreiselpumpe gegenüber einer Kolbenpumpe ist der, daß sie mit abnehmender Umlaufzahl zwar auch im Verhältnis weniger liefert, jedoch nur gegen eine im quadratischen Verhältnis verminderte Förderhöhe. Hierfür wäre ein passender und bereits auch ausgenutzter Fall die wagerechte Förderung von Flüssigkeit auf lange Strecken durch enge Rohrleitungen (Oeltransportleitungen u. dergl.); denn dabei kommt als einziger Widerstand für die Pumpe der Reibungswiderstand in der Leitung in Betracht, welcher sich bekanntlich ebenfalls mit dem Quadrat der Geschwindigkeit ändert, und eine hierfür angewandte Kreiselpumpe würde bei allen Geschwindigkeiten mit fast dem gleichen Wirkungsgrad arbeiten. In den meisten Fällen jedoch, vornehmlich wegen der überwiegenden Verwendung der Drehstrommotoren für den Antrieb, ist die Bedingung der gleichförmigen Umlaufzahl gegeben. Handelt es sich nun hierbei um Lieferung einer gleichbleibenden Fördermenge auf eine gleichbleibende Förderhöhe, wie dies häufig zutrifft (Wasserwerke mit Hochbehältern, Bergwerkswasserhaltungen), so kann die Kreiselpumpe oder, wie man sie bei Ausrüstung mit Leitvorrichtungen nennt: die Turbinenpumpe, mit Vorteil verwendet werden. Soll dagegen die Liefermenge verändert werden, so stehen zwei Wege offen. Einer davon ist die Anordnung mehrerer parallel zu schaltender Räder oder Radsätze in solcher Zahl und Leistungsfähigkeit, wie für den Betrieb erwünscht, wobei nach Bedarf ab- oder zugeschaltet wird. Die Anordnung ist umständlich, und soll sie wirtschaftlich sein, so muß dafür gesorgt werden, daß die nicht fördernden Räder auch tatsächlich still stehen oder wenigstens nicht im ruhenden Wasser umlaufen, da hierdurch der Wirkungsgrad wesentlich beeinträchtigt würde. Der zweite, bessere Weg ist, eine einzige Pumpe zu verwenden und die Aenderung in der Lieferung durch Veränderung der Förderhöhe zu bewirken. Das geschieht durch Einbau eines Drosselschiebers oder Drosselventiles in der Druckleitung, wobei die Pumpe so zu konstruieren ist, daß bei der normalen oder zumeist vorkommenden Fördermenge die Förderhöhe durch das erwähnte Drosselorgan nur sehr wenig erhöht wird. Oeffnet man den Drosselschieber, so erhöht sich, und drosselt man ihn, so vermindert sich die Fördermenge der Pumpe. Hierbei ändert sich allerdings der Wirkungsgrad, einesteils wegen der Verschiedenheit der Ab-

drosselung, anderenteils wegen der bei verschiedenen Fördermengen auch verschiedenartigen Wirkung der Lauf- und Leiträder; doch hat die Erfahrung gezeigt, daß man mit nicht viel voneinander verschiedenen Wirkungsgraden bereits recht namhafte Unterschiede in der Liefermenge beherrschen kann, ein Umstand, der den Anwendungsbereich der Turbinenpumpe wesentlich erweitert hat. Man kann gegenwärtig mit einer Veränderung im Wirkungsgrade von etwa 10 vH Leistungen von 80 bis 120 vH der mittleren, für welche die Maschine konstruiert ist, erzielen, was für die meisten Fälle einen genügenden Spielraum bedeutet.

Schwieriger ist es schon, bei gleichbleibender Umlaufzahl und Leistung wechselnde Förderhöhen wirtschaftlich zu überwinden. Das kann nur durch Stufenschaltung mehrerer Laufräder in einer der verlangten Verschiedenheit entsprechenden Anzahl geschehen, wobei für niedrige Förderhöhen die entsprechende Zahl der Stufen abzuschalten wäre, natürlich wieder unter Berücksichtigung des früher für die Parallelschaltung Gesagten.

Die Höhe des Wirkungsgrades der Turbinenpumpe ist selbstverständlich in allererster Linie abhängig von der Erfahrung, Geschicklichkeit und Sorgfalt, die seitens des Konstrukteurs bei der Wahl der Ein- und Austrittwinkel, der Formgebung für die Lauf- und Leitradschaufeln und der Bemessung und Führung der Durchgangsquerschnitte aufgewendet werden, worüber seitens der ausführenden Firmen mit Recht Verschwiegenheit beobachtet wird, zumal die Mehrheit derselben deutsch ist und ihre Erfolge im Auslande der deutschen Volkswirtschaft zugute kommen.

In zweiter Linie, aber in demselben Maße, hängt der Wirkungsgrad von der Genauigkeit der Ausführung ab. Kleine Abweichungen in den Winkeln, geringe Versetzungen der Kerne in den Laufrädern, belanglos scheinende Unterschiede in den Durchmessern von Rädern, Ringen und Büchsen, rauhe Innenflächen usw. beeinträchtigen den Wirkungsgrad in hohem Maße. Niemand bilde sich ein, durch billige Arbeit Turbinenpumpen von gutem Wirkungsgrad und überhaupt von dauernd befriedigender Wirkung herstellen zu können. Daß der Wirkungsgrad der Turbinenpumpen mit der in Pferdestärken ausgedrückten Leistung wächst, stimmt mit der Erfahrung bei allen andern Maschinen überein. Bei 5 PS hat man 60 vH, bei 100 PS 80 vH bereits überschritten, und bei Einheiten von mehreren hundert Pferdestärken dürften 85 vH, namentlich bei großen Wassermengen, bereits erreicht sein. Diese Zahlen verstehen sich für die gesamte, also in den meisten Fällen durch Drosselung etwas erhöhte Förderhöhe und sind überhaupt je nach den Umständen um 2 bis 5 vH einzuschränken, wenn Vergleiche mit Kolbenpumpen gemacht werden sollen. Die gesicherte Bemessung der Förderhöhe bei Turbinenpumpen, selbst auf die Gefahr nachträglicher Abdrosselung, ist eine unbedingte Notwendigkeit, einesteils, weil eine Fehlschätzung hydraulischer Widerstände bei dieser Art Pumpen leicht den Betrieb überhaupt in Frage stellen könnte, indem bei unveränderlicher Umlaufzahl das Wasser bis ganz nahe an die beabsichtigte Förderhöhe gehoben, aber nicht ausfließen würde; anderenteils, weil auf eine Verminderung der Leistung durch sich im Laufe der Zeit aus der Abnutzung einstellende Undichtheiten und infolgedessen auf eine Verringerung der Austrittgeschwindigkeit, also auch der Förderhöhe bezw. des Wirkungsgrades, Rücksicht zu nehmen ist. Es liegt auch hier in der Geschicklichkeit des Konstrukteurs, möglichst nahe an die wirkliche Förderhöhe heranzukommen.

Von Einfluß ist ferner die gewählte Umlaufzahl. Es wird beispielsweise eine für 1 cbm/min gegen 100 m entworfene Turbinenpumpe einen besseren Wirkungsgrad geben, wenn sie für 2000 als wenn sie für 1000 Uml./min konstruiert wird, indem im ersteren Falle nicht nur die Wasserwege erheblich kürzer ausfallen, sondern sich auch die der durchgehenden und der in den Kammern stagnierenden Flüssigkeit dargebotenen Reibflächen in potenziertem Maße verkleinern. Hierdurch wird die schon von Natur aus vorhandene Eignung der Turbinenpumpe für den Antrieb durch Elektromotoren noch wesentlich erhöht.

Endlich steigt, was man von vornherein kaum hätte erwarten sollen, der Wirkungsgrad auch mit der Anzahl von Stufen in einem Gehäuse. Doch auch dies ist leicht einzusehen; denn erstens werden, und zwar aus Fabrikationsrücksichten, die Wellen für eine Radgröße gleich stark ausgeführt, ohne Rücksicht darauf, ob ein Rad oder deren mehrere auf eine Welle kommen, wodurch der durch die Stopfbüchsen hervorgerufene Reibungswiderstand für die vielstufige Pumpe verhältnismäßig kleiner ausfällt; und zweitens hat die Erfahrung gezeigt, daß das an der Saugseite sitzende Rad einen geringeren Wirkungsgrad gibt als die nur unter Druck befindlichen Räder; je mehr Druckstufen daher eine Pumpe besitzt, desto mehr verschwindet der Einfluß des einen Saugrades. Von der Wirkung der Stufenschaltung machte man sich bis vor kurzem überhaupt noch eine ganz unzutreffende Vorstellung, indem man, ähnlich wie bei den Pumpensätzen in Schächten, annahm, daß der Wirkungsgrad der einzelnen Stufen miteinander multipliziert den Gesamtwirkungsgrad ergeben müsse, wobei man unvermeidlich zu einem vernichtenden Urteil für die Stufenschaltung gelangen mußte. Daß dem nicht so ist, läßt sich — wenn es nicht schon durch die Tatsachen bewiesen wäre — durch die folgende Hrn. C. H. Jaeger-Leipzig entstammende Auffassung klarmachen: Man denke sich die gesamte Förderhöhe von z. B. 100 m, welche in 5 Stufen überwunden wird, in die Einzelhöhen von 20 m zerlegt. Da nun jedes Rad die ihm zukommende Förderhöhe mit einem gewissen, bei gleich konstruierten Rädern auch bei jedem gleichen Wirkungsgrad überwindet, so muß auch die gesamte Strecke mit diesem Wirkungsgrad überwunden werden.

Fig. 28. Merrills Doppelseiher.

Die praktischen Gesichtspunkte, welche auch bei dem Bau von Turbinenpumpen Berücksichtigung fordern, sind im allgemeinen dieselben wie bei andern Pumpengattungen; vor allem ist die Zugänglichkeit hervorzuheben, wegen zeitweilig notwendiger Entfernung von Fremdkörpern, Reinigung und Ersatzes abgenutzter Teile. In bezug auf Fremdkörper, als Holzstücke, Lappen, Steine und dergl., wird zwar immer noch, auch bei Kolbenpumpen, versucht, Konstruktionen zu finden, denen Fremdkörper nichts sollen anhaben können. Das ist ein ebenso eitles Bemühen, als wenn man Dampfkessel konstruieren wollte, denen Kesselstein, Schlamm und dergl. nichts schaden sollen. Ein Organ, wie es ein Pumpenventil ist, muß leiden und in seiner Wirkung gestört werden und dadurch die Wirkung der Pumpe selbst stören, wenn Fremdkörper zwischen Ventil und Sitz geraten. Das äußerste, was seitens des Konstrukteurs getan werden kann, ist, das Material derart auszuwählen und die Teile so zu bemessen, daß durch die Funktionsstörung keine Brüche entstehen, und die Abschlußorgane so weit aufzuteilen, daß die Verlegung nur eines geringen Teiles derselben als wahrscheinlich anzunehmen ist. Deshalb bleibt es eben das Richtige und einzig Sichere, die Pumpe, welcher Gattung sie auch sei, von **Fremdkörpern frei zu halten**. Die gewöhnliche Anordnung von mehr oder minder feinlochigen Saugkörben dient erfahrungsgemäß diesem Zwecke nur höchst mangelhaft. Jeder Saugkorb unter Wasser muß sich, wenn er wirksam ist,

mit der Zeit verlegen und dadurch die Saugfähigkeit der Pumpe vermindern. Die Reinigung unter Wasser ist unmöglich, das Ausspülen durch Druck von innen nur auf kurze Zeit wirksam, denn die Saugströmung reißt alle losgelösten Unreinigkeiten doch bald wieder zum Saugkorb hin. Ausheben des Saugkorbes bedingt eine Betriebstörung, und nicht viel besser sind doppelte, konzentrisch angeordnete Saugkörbe mit Hebevorrichtung.

Wesentlich zu verbessern sind diese Zustände, wenn man an Stelle des Saugkorbes einen Seiher oberhalb des Saugwasserspiegels anordnet; einen solchen kann man wenigstens unter Stillsetzung der Pumpe ausheben, durch einen andern in kurzer Zeit ersetzen und bis zu seinem Wiedergebrauch bequem an irgend einer passenden Stelle reinigen. Diesem Einbau des Seihers, zweckmäßig mit einem Rückschlagventil zwischen Seiher und Pumpe, welches das Ansaugen sichern soll, steht nichts im Weg, und ich habe diese Anordnung in den letzten Jahren fast allgemein durchgeführt. Besser allerdings, aber auch umständlicher, ist es, zwei Seiher in die Saugleitung zu setzen, von denen jeder während des Betriebes ein- und ausgeschaltet werden kann so daß ohne Betriebsunterbrechung immer ein gereinigter Saugkorb arbeitet. Eine praktische Vorrichtung dieser Art habe ich in »Merrills Strainer« in den Vereinigten Staaten kennen gelernt, welcher in Fig. 28 abgebildet ist. In einem Gehäuse befinden sich zwei durch Türen zugängliche Kammern, die je einen hutförmigen Seiher enthalten und von oben und unten durch Schieber absperrbar sind. Jeder Schieber kann auf einer Spindel in seine Endstellungen geschoben werden, in denen er sich durch einen keilförmigen Ansatz im Gehäuse festklemmt und so unter Druck abdichtet.

Fig. 29. Gewöhnliche Zentrifugalpumpe älterer Bauart mit doppeltem Einlauf.

Fig. 30. Zentrifugalpumpe mit einseitigem Einlauf.

Fig. 31. Schema der Turbinenpumpe von Worthington und von Jaeger.

Fig. 32. Schema der Hochdruck-Zentrifugalpumpe von Sulzer.

Fig. 33. Schema der Pumpe von Rateau.

Fig. 34. Schema der Pumpe von Lang.

Fig. 35. Schema der Pumpe von Kugel-Gelpcke.

Vergleicht man nun die Möglichkeit für Fremdkörper, sich in einer Pumpe festzusetzen, so wird man finden, daß sie bei Turbinenpumpen im allgemeinen größer ist als bei Kolbenpumpen; denn bei den gebräuchlichen Größen von etwa 200 bis 250 mm Raddurchmesser, 8 bis 10 mm Weite im Umfangspalt, einer größeren Anzahl Rippen im Rad und einer noch größeren im Leitkörper, ist die Möglichkeit des Festhaltens von Fremdkörpern größer als bei einem gewöhnlichen Pumpenventil. Dazu kommt, daß in einer Kolben

pumpe ein Fremdkörper nur zweimal je ein Ventil zu durchlaufen hat, in einer Turbinenpumpe dagegen unter Umständen 12 Räder und mehr. Die Turbinenpumpe wird aber in ihrer Wirkung durch Fremdkörper mindestens ebenso stark, wenn nicht noch mehr beeinträchtigt als die Kolbenpumpe. Um die letzten Stufen zu reinigen, muß man die ganze Pumpe auseinandernehmen; daher und aus den andern angeführten Gründen ist es von größter Wichtigkeit, wenn sie leicht zusammengebaut und leicht auseinander genommen werden kann. Pumpen, bei denen Laufräder, Leiträder, Zwischenwände und sonstige Teile in einem geschlossenen Gehäuse sitzen, in das sie von einem Ende aus eingeschoben und eingepreßt werden, sind in dieser Hinsicht im Nachteil. Die Teile rosten bald fest, und um sie herauszubekommen, sind mitunter die größten Anstrengungen nötig. Vorzuziehen sind daher die teilbaren Konstruktionen, wie die von Jaeger, wo das Gehäuse in konzentrisch miteinander verschraubte Ringe untergeteilt ist. Nur einstufige Zentrifugalpumpen ohne Leitvorrichtung für sehr große Wassermengen und niedrige Förderhöhen lassen, ohne wesentlichen Schaden zu nehmen, selbst grobe Fremdkörper durch, leiden aber hierunter an den Schaufelenden der Eintrittseite. Die Schaufeln müssen daher aus sehr festem Baustoff hergestellt sein.

Vor Sand hat man sich bei Turbinenpumpen übermäßig gefürchtet. Er ist zwar ebenso schädlich wie bei Kolbenpumpen, doch greift er vornehmlich die inneren Dichtungen und die Druck-Stopfbüchsen an, die demnach häufiger zu ersetzen sind, sehr wenig dagegen die Lauf- und Leiträder. Auch das ist leicht einzusehen, wenn man bedenkt, daß eine auf guten Wirkungsgrad konstruierte Turbinenpumpe keine Gelegenheit zu Stößen, also plötzlichen Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen gibt, und wo keine Stöße vorkommen, kann auch Sand, der den Bahnen des Wassers folgt, keine örtlichen Ausfressungen hervorbringen.

Hartes Wasser, wie es in manchen Gruben vorkommt, bildet an den inneren Teilen der Turbinenpumpen einen Ueberzug, der durch vermehrte Reibung und Querschnittsverengung den Wirkungsgrad vermindert.

Die Rücksichten auf die Ingangsetzung und Betriebhaltung sind sehr einfacher Natur. Vor allen Dingen muß dafür gesorgt werden, daß die Pumpe niemals trocken läuft, denn das führt in kürzester Zeit zum Heißlaufen, Verreiben der Abdichtungen, unter Umständen zum Ausschmelzen von Büchsen, Verbiegen der Achse und Reißen der Zwischenwände. Eine hierauf bezügliche Warnung muß in möglichster Deutlichkeit dem Betriebspersonal vor Augen geführt werden. Jede Pumpe muß mit Fülltrichter für das erste Anlassen und mit Fülleitungen für spätere Fälle sowie mit einem Rückschlagventil in der Saugleitung versehen sein, ferner mit Luftauslässen über jeder Kammer, endlich mit Ablässen zum Schutz gegen Frostschäden. Desgleichen muß in der Druckleitung ein Rückschlagventil oder ein Absperrschieber angeordnet werden, oder noch besser beides. Angelassen wird bei geschlossenem Druckschieber, der erst geöffnet wird, wenn die Pumpe die volle Umlaufzahl und den vollen Druck erreicht hat. Bei Gleichstrommotoren kann die Pumpe auch mit offenem, aber bereits eingestelltem Schieber anlaufen. Sicherheitsventile sind unnötig, da bei gegebener Umlaufzahl ein bestimmter Druck nie überschritten werden kann. Dieser Umstand gestaltet das Anlassen der Pumpe einfach und ganz gefahrlos und bildet Kurbelpumpen gegenüber einen der größten praktischen Vorteile der Turbinenpumpe, welcher insbesondre bei absetzendem Betrieb (Feuerspritzpumpen, hydraulische Druckpumpen) zur Geltung kommt. Die Ausrüstung mit Druckmanometer und Vakuummeter ist selbstverständlich. Während des Betriebes ist auf nichts weiter zu achten als auf ungestörte Schmierung der Wellenlager und Wellenstopfbüchsen; die letzteren werden daher zweckmäßig mit Fettschmierung unter Druck versehen.

Die gegenwärtig benutzten Turbinenpumpen sind fast ausschließlich Radialpumpen ohne grundsätzliche Unterschiede in der Erzeugung und Umsetzung der Geschwindigkeit. Ihr Haupt-Unterscheidungsmerkmal bilden vielmehr die Verfahren, nach denen man den in der Pumpe entstehenden Axialdruck aufzuheben oder unschädlich zu machen sucht.

Aus Fig. 29 bis 35 geht hervor, wie Axialdruck entsteht und wie man ihm entgegenarbeitet. Fig. 29 zeigt eine gewöhnliche Zentrifugalpumpe älterer Bauart mit doppeltem Einlauf. Da die ganze Konstruktion symmetrisch ist, kann theoretisch ein Seitendruck nicht auftreten, zur Stufenschaltung ist diese Form jedoch so gut wie unverwendbar. Fig. 30 zeigt ein Laufrad mit einseitigem Einlauf, dem gegenüber jedoch eine Kammer mit Dichtungsringen geschaffen ist, welche durch einen Umlaufkanal mit dem Zulaufrohr in Verbindung steht. Wenn die beiden Ringdichtungen des Rades von gleichem Durchmesser sind, so kann auch hier die Saugspannung keinen Axialdruck hervorrufen; dagegen tritt in der Achsenrichtung ein Druck auf, welcher durch die Ablenkung des eintretenden Wassers von der axialen in die radiale Richtung entsteht. Durch ungleiche Bemessung der Durchmesser der Abdichtungsringe kann zwar auch dieser Ablenkungsdruck ausgeglichen werden; doch eignet sich auch diese Bauart nicht für Stufenschaltung. Der Umlaufkanal der Figur 30 läßt sich aber in einfachster Weise durch Oeffnungen in der Radwand zwischen Achse und hinteren Abdichtungsringen ersetzen, wodurch die Konstruktion in bequemster Weise für Stufenschaltung brauchbar wird. Hiervon ist Gebrauch gemacht bei der Turbinenpumpe von Worthington und der von Jaeger, wie in Fig. 31 schematisch dargestellt ist. Zur Stufenschaltung lassen sich aber auch einseitige Räder verwenden, wenn man eine Anzahl Räder, die in Stufen von gleicher Druckhöhe hintereinander arbeiten, in einer Richtung auf der Welle befestigt, und eine gleiche Anzahl in entgegengesetzter Richtung. Dasselbe wird erreicht, wenn man die entgegengesetzt aufgekeilten Räder paarweise zusammen arbeiten läßt, wie bei den Sulzerschen Hochdruck-Zentrifugalpumpen, in Fig. 32 schematisch dargestellt. Diese Anordnung hat die Unbequemlichkeit für

Fig. 36 und 37. Volutepumpe von Worthington.

den Fabrikanten, daß zum vollkommenen Druckausgleich nur eine gerade Anzahl von Rädern verwendet werden kann; bedenklich ist außerdem die verschlungene Führung des Wassers. Ein andrer Weg ist durch Fig. 33 dargestellt und von Rateau eingeschlagen worden. Hierbei sind die sämtlichen einseitigen Räder in gleichem Sinne hintereinandergeschaltet, die scheibenförmigen Wände der einzelnen Räder jedoch von ungleichem Durchmesser gemacht, so zwar, daß die nach der Einlaufseite zu befindliche Scheibe den größeren Durchmesser hat. In ähnlicher Weise wird der Druckausgleich bei der Konstruktion von Lang, Fig. 34, erstrebt, doch mit dem Unterschied, daß hier die Schaufeln im Rade mit dem kleineren Durchmesser aufhören, der überstehende Rand der größeren Scheibe also als Begrenzungswand für den Leitapparat dient. In Fig. 35 endlich, dem Schema der Zentrifugalpumpe von Kugel-Gelpcke, erscheint der beim Eintritt jedes Rades auftretende Ablenkungsdruck durch den Reaktionsdruck des axial gerichteten Austrittringspaltes zum größten Teil ausgeglichen, und der Druck des stagnierenden Wassers in den Kammern zu beiden Seiten des Rades ist ebenfalls durch die Flächenbemessung nahezu ausgeglichen. Der in Fig. 33 bis 35 dargestellte Ausgleich durch verschieden große Druckflächen ist nicht ganz leicht zu übersehen, da bei den ungleichen Durchmessern auch ungleiche Spaltdrücke auftreten, deren Verschiedenheit nicht ohne weiteres zu beurteilen ist.

Wie sorgfältig aber auch der Konstrukteur für die Ausgleichung der Axialdrücke gesorgt haben mag, im Betrieb treten sie trotzdem auf, und zwar weil selbst bei genauester Herstellung die inneren Abdichtungen weder von Anfang an dicht noch auf die Dauer gleichmäßig dicht halten können. Wird z. B. bei der Pumpe nach Fig. 31 der eine Abdichtungsring eines Rades mehr undicht als der andre, so entsteht ein Ueberdruck in der Kammer zwischen dem letzteren und dem Austrittspalt, und so gering der Ueberdruck auch sein möge, die Größe der Fläche, auf die er wirkt, bringt ihn in fühlbarer Weise zur

Fig. 38.

Worthington-Turbinenpumpe älterer Konstruktion.

Fig. 39.

Große Worthington-Turbinenpumpe (110 cbm/min gegen 48 m).

Fig. 40.

Vierstufige Worthington-Turbinenpumpe für Grubenbetrieb.

Geltung. Da sich nun von vornherein auch nicht übersehen läßt, wie viel und welche Ringe und in welchem Maße sie undicht werden, so kann ein weder in seiner Größe noch in seiner Richtung bestimmter Axialdruck auftreten, dem am besten durch entsprechende Konstruktion der Wellenlager zu begegnen ist. Man ordnet hierfür sowohl Kammlager als auch Kugelstützlager an; die ersteren haben sich bei entsprechender Einzelausbildung, Wasserkühlung und zwangläufigem Kreislauf des Schmiermittels besser bewährt. Manche Konstrukteure wenden auch in besondern Gehäusen untergebrachte Entlastungskolben an, die man von der einen oder der andern Seite unter einen regelbaren Druck setzen kann, was mir jedoch unter Berücksichtigung der Entstehungsmöglichkeiten des Axialdruckes nicht verläßlich erscheint. Noch weniger empfehlenswert ist die Maßregel, von der letzten oder einer der letzten Druckkammern Umleitungsrohre nach der Saugkammer zu führen und dadurch einen Druck auf die nach der Saugseite gerichtete Scheibe des ersten Rades auszuüben, weil hierdurch der hohe Druck mit dem niedrigsten benachbart wird, was erhöhte Undichtheiten an den Dichtungsringen hervorruft.

Aus eigener Erfahrung kann ich nur über die Turbinenpumpen von Henry R. Worthington in New York und von C. H. Jaeger & Co. in Leipzig berichten. Die Firma Henry R. Worthington nahm den Bau derartiger Pumpen im Jahre 1901 auf und liefert gegenwärtig etwa 80 Turbinenpumpen monatlich, ein Beleg dafür, welches ungeheure Absatzgebiet die Vereinigten Staaten auch für diese Gattung von Maschinen bilden. Die Pumpe von Worthington ist in ihrer Konstruktion sehr verwandt mit der Jaegerschen, was zu einer Interessenvereinigung in dem Sinne geführt hat, daß die Firma Worthington die Ausführungsrechte von der Firma C. H. Jaeger & Co. für alle Länder mit Ausnahme des Deutschen Reiches und Oesterreich-Ungarns erwarb.

Fig. 36 und 37 zeigen die sogenannte Volutepumpe von Worthington, eine gewöhnliche Zentri-

fugalpumpe, die anstatt mit Leitschaufeln mit einem offenen Uebergangskanal zwischen dem Austrittspalt des Laufrades und der Druckrohrspirale versehen ist. Dieser Uebergangskanal beeinflußt die Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck bereits in so günstiger Weise, daß diese Pumpen, die nur einstufig und für Förderhöhen bis etwa 15 m ausgeführt werden, einen Wirkungsgrad von über 70 vH ergeben[1]). Anfänglich war das Laufrad dieser Pumpen auch auf den Außenseiten der Radscheibe mit Radialrippen versehen, die das Wasser in den Kammern zu beiden Seiten des Rades ebenfalls in Drehung zu halten berufen waren, wobei der Druckunterschied bei den Abdichtungsringen und dadurch die Undichtheiten bei denselben herabgezogen werden sollten. Das gelang zwar auch; doch wurde die Seitenreibung so sehr vermehrt, daß diese äußeren Rippen bald wieder fallen gelassen wurden.

Fig. 38 stellt eine Turbinenpumpe älterer Konstruktion von Worthington vor, die sich von der Jaegerschen in der Hauptsache durch das in einem Stück gegossene Gehäuse und durch die gedrängte Anordnung der Räder unterscheidet. Fig. 39 zeigt eine der großen einstufigen Worthington-Turbinenpumpen (110 cbm/min gegen 48 m), welche für den Betrieb der Kaskaden auf der Weltausstellung in St. Louis in Tätigkeit waren, Fig. 40 eine vierstufige Pumpe für Grubenbetrieb (650 ltr/min gegen 150 m), deren Antriebmotor zum Schutz gegen Ueberflutung mit einem geschlossenen gußeisernen Gehäuse versehen ist.

Fig. 41, 42 und 43 stellen Jaegersche Turbinenpumpen dar, deren Lauf- und Leiträder ausnahmslos aus Bronze mit Welle aus Nickelstahl hergestellt werden[1]). Für mittlere Drücke werden die Gehäuseringe durch Flansche verbunden, Fig. 43, für hohe Drücke außen glatt hergestellt und durch lange durchgehende Bolzen miteinander verschraubt, Fig. 41.

Mit Jaegerschen Pumpen habe ich eine größere Anzahl von Versuchen angestellt, zunächst an den Betriebstätten, wo sich aber die Messungen nie mit der wünschenswerten Genauigkeit ausführen ließen, weshalb die späteren Versuche auf dem gut eingerichteten Versuchsstand der Fabrik in Leipzig-Plagwitz durchgeführt wurden. Fig. 44 gibt eine Ansicht des Versuchsstandes. Die Pumpen werden auf Querträgern über einem Saugbehälter aufgestellt und liefern in den Druckbehälter, von welchem das Wasser durch ein mit Meßvorrichtung versehenes und wiederholt geeichtes Ueberfallwehr wieder in den Saugbehälter zurückgelangt. Zum Antrieb dient eine Riemenscheibe, und die zugeführte Leistung wird durch ein äußerst sinnreiches, in Fig. 45 und 46 dargestelltes Dynamometer gemessen. Es besteht aus zwei Riemenscheiben R und R_1, von denen R angetrieben wird und durch diametral gestellte Flächen G unter Vermittlung eines mit Rollen O, O_1 versehenen Doppelarmes L die Drücke an den Doppelarm A der Riemenscheibe R_1 weitergibt, welche die Pumpe antreibt. Die Flächen G_1 des Doppel-

Fig. 41 bis 43. Turbinenpumpen von Jaeger.

Fig. 41.

Fig. 42.

Fig. 43.

[1]) Eine ganz ähnliche Bauart wurde von Decoeur angeblich bereits 1877 angewandt und findet sich beschrieben in: R. Masse, Les Pompes, Paris 1903, einem Werk, das wohl von allen bekannten die Zentrifugalpumpe am eingehendsten behandelt und am richtigsten beurteilt.

[1]) s. auch Z. 1904 S. 1003 u. f.

Fig. 44. Versuchstand in der Fabrik von C. H. Jaeger & Co.

armes A, die den Druck von den Rollen empfangen, stehen in einem Winkel zu den Flächen G der Antriebscheibe, so daß der die Rolle tragende Doppelhebel L das Bestreben hat, sich axial zu verschieben. Dieser Verschiebung wird durch einen die Welle W durchdringenden, nach außen hervorragenden Stift S entgegengearbeitet, welcher durch einen Winkelhebel belastet ist, auf dem ein Laufgewicht sitzt. Die Rollen O, O_1 sind mit Kugellagern versehen. Dieser Kraftmesser hat sich als ebenso bequem wie unter allen Belastungen genau und empfindlich erwiesen.

Fig. 47 bis 50 zeigen einige der gewonnenen Ergebnisse. Die Abszissen stellen die minutliche Fördermenge in Hundertteilen der normalen Liefermenge dar, die oberen Schaulinien zeigen die durch Drosselung hervorgebrachte Förderhöhe, die unteren, vom Ursprung ausgehenden Linien

Fig. 45 und 46.
Dynamometer von Jaeger.

die Wirkungsgrade, auf die abgedrosselten Förderhöhen bezogen. Fig. 47 entstammt dem Versuch an einer vierstufigen Turbinenpumpe für 1000 ltr/min Normalleistung gegen 80 m bei 1500 Uml./min. Der Wirkungsgrad erreicht hier das Höchstmaß von 77 vH bei der Normalleistung. Fig. 48 bezieht sich auf eine zweistufige Pumpe im Gaswerk Tegel bei Berlin für eine Normalleistung von 3500 ltr/min gegen 43 bis 45 m Förderhöhe bei 870 bis 890 Uml./min. Auch hier wurde der höchste Wirkungsgrad bei der Normalleistung erzielt, und zwar mit 78 vH. Fig. 49 betrifft eine sechsstufige Pumpe für 2000 ltr Normalleistung gegen 110 m Förderhöhe bei 1470 Uml./min. Der höchste Wirkungsgrad von 79 vH wurde bei 1700 ltr/min erreicht; bei der Normalleistung von 2000 ltr/min betrug der Wirkungsgrad 77 vH. Endlich zeigt Fig. 50 das Verhalten einer verhältnismäßig kleinen vierstufigen Pumpe für 420 ltr/min bei 63 m Förderhöhe und 1430 Uml./min. Der höchste Wirkungsgrad von 73 vH wurde hier bei 360 ltr erzielt, während zwischen 280 und 440 ltr der Wirkungsgrad immer noch über 70 vH blieb. In dieser Figur ist auch die Linie des Kraftverbrauches eingetragen, die einen Arbeitsaufwand bei ganz abgesperrtem Druckschieber, also bei Nulleistung, von 40 vH desjenigen bei Normalleistung erkennen läßt. Im allgemeinen liegt dieser Arbeitsaufwand zwischen 30 und 40 vH, ist also nicht ungünstig, wenn es sich um ganz vorübergehende Unterbrechung der Förderung handelt. Die Versuche wurden stets so gemacht, daß die vorher mit Wasser gefüllte Pumpe unter abgesperrtem Druckschieber auf volle Umlaufzahl gebracht wurde, wonach man den Schieber bis zur Erreichung der Normalleistung öffnete; alsdann wurde Ueberleistung gegeben und dann auf Minderleistungen gedrosselt bis wieder auf null herab, zuletzt wieder auf Normalleistung gegangen. Bei dem zweiten Erreichen der Normalleistung ergab sich immer ein besserer Wirkungsgrad, weil sich in den inzwischen vergangenen 15 bis 20 Minuten die Stopfbüchsenpackungen eingelaufen hatten. Das Hervorragende in dem Verhalten dieser Pumpen liegt in dem verhältnismäßig flachen Verlauf der Drucklinien und der sanften Krümmung der Linien für die Wirkungsgrade in der Nähe der Normalleistung. Dies wird durch eine passende Art der Schaufelung erreicht und verleiht der Pumpe einen großen wirtschaftlichen Spielraum in der Regelung.

Fig. 51 bis 57 sind photographische Aufnahmen von Pumpen verschiedener Größen und für verschiedene Zwecke. Hiervon ist Fig. 51 eine dreistufige Pumpe für die Neuhof-Grube, die 8000 ltr/min gegen 125 m Förderhöhe bei 970 Uml./min liefert und durch einen Schuckert-Motor mittels Lederbandkupplung angetrieben wird. Fig. 52 ist eine 12stufige Pumpe für die Zeche Bliesenbach mit Schuckert-Motor in der Mitte zwischen den beiden je sechs Stufen enthaltenden Gehäusen; die Leistung beträgt 1000 ltr/min gegen 336 m bei 1450 Uml./min. Fig. 53 zeigt eine sechsstufige Pumpe für die Preußen-Grube. Zwei solcher Pumpen, jede von einem Motor der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft angetrieben, sind hintereinander geschaltet und fördern 6000 ltr/min gegen 580 m bei 1000 Uml./min und einem Kraftbedarf von rd. 1000 PS. Fig. 54 — ein englischer Auftrag — zeigt eine sechsstufige, für 750 ltr/min gegen 107 m, und

eine zweistufige, für 1900 ltr/min gegen 53 m konstruierte Turbinenpumpe, beide mit Ausrückkupplung an eine Welle geschaltet, die mit 1500 Uml./min läuft. Für Riemenantrieb von Dampfmaschinen, Gasmotoren oder dergleichen aus gibt das wegen der großen Querausdehnung zur Riemenachse eine sehr gespreizte Anordnung. Fig. 55 zeigt eine der acht stehenden zweistufigen Kondensatpumpen, die für die Oberflächenkondensatoren der 5500 KW-Westinghouse-Parsons-Dampfturbinen des Kraftwerkes für die Londoner Untergrundbahn in Chelsea[1]) geliefert worden sind; die größte Stundenleistung beträgt 63000 kg Kondensat bei 950 Uml./min. Die Pumpen haben sich für diesen Zweck vorzüglich bewährt. Fig. 56 stellt eine elektrisch betriebene sechsstufige Senkpumpe (ohne Elektromotor) für die De Beers-Mine dar, für 454 ltr/min gegen 107 m bei 420 Uml./min. Die Einfachheit für diesen Zweck wird von keiner andern Pumpengattung erreicht. Endlich zeigt Fig. 57 eine vierstufige von einem Elektromotor angetriebene Senkpumpe für die Zeche Bliesenbach, die 750 ltr/min gegen 100 m bei 1450 Uml./min liefert, wobei das Druckrohr an eine seitlich im Schacht stehend verlegte Steigleitung angeschlossen ist.

Wie alle Neuerungen sind auch die Turbinenpumpen nach ihren ersten Erfolgen mit überschwänglichen Hoffnungen begrüßt worden, die zu Uebertreibungen führten, welche der richtigen Beurteilung und Verbreitung dieser Maschine nicht nützen können. Es erscheint daher angezeigt, die Gebiete näher ins Auge zu fassen, auf denen diese neue Maschine tatsächlich Größeres zu leisten imstande ist als die bisherigen Bauarten. Schon ihre Entwicklungsgeschichte läßt erkennen, daß die Turbinenpumpe zunächst überall dort am Platz ist, wo die elektrische Kraftübertragung ihre Vorzüge zur Geltung bringen kann, also bei Gruben-Wasserhaltungen, Senkpumpen, entlegenen Ueberpumpstationen, Oeltransportleitungen und Hülfspumpen für elektrische Krafthäuser, vielleicht mit Ausnahme der Kesselspeisung, für welche die elektrisch betriebene Turbinenpumpe nicht die erforderliche außerordentlich große Regulierweite besitzt. Die Elektrizität dürfte der Turbinenpumpe auch auf einem Feld Einführung ver-

Fig. 47.

Versuchsergebnisse einer vierstufigen Pumpe.
1000 ltr/min gegen 80 m.

Fig. 48.

Versuchsergebnisse einer zweistufigen Pumpe.
3500 ltr/min gegen 43 bis 45 m.

Fig. 49.

Versuchsergebnisse einer sechsstufigen Pumpe.
2000 ltr/min gegen 110 m.

Fig. 50.

Versuchsergebnisse einer vierstufigen Pumpe.
420 ltr/min gegen 63 m.

[1]) s. Z. 1904 S. 576.

schaffen, wo man es am wenigsten erwarten würde, nämlich auf dem der hydraulischen Kraftübertragung; denn die bisher in Verwendung stehenden Dampfpreßpumpen haben schwere Mängel. Sind es Kurbelpumpen, so müssen sie wegen des Anspringens nach Stillständen mehrkurbelig und mit großen Dampfzylindern ausgeführt werden; wegen der Möglichkeit des Durchgehens muß ihre Durchschnittsgeschwindigkeit klein sein, und aus beidem ergibt sich ein großer Dampfverbrauch; dabei sind Sicherheitsvorrichtungen gegen Wasserschäden in den Dampfzylindern, Druck- und Geschwindigkeitsüberschreitungen nicht zu umgehen. Auch Duplexpumpen eignen sich nicht viel besser, und der Ersatz beider durch elektrisch betriebene Kurbelpumpen macht wegen der auch hier nötigen zahlreichen Regelvorrichtungen die Anlage weder einfacher noch billiger. Dagegen können hier die Vorteile der Turbinenpumpe: die gleichmäßige Druckhaltung und das selbsttätige Aufhören der Lieferung, nachdem ein gewisser höchster Druck erreicht ist, bei gleichzeitig erheblicher Verminderung des Arbeitsaufwandes, voll ausgenutzt werden. In bezug auf die Höhe des Wasserdruckes kann man beliebig weit gehen: z. B. lassen 20 Stufen, welche mit Leichtigkeit in zwei Gehäusen untergebracht und von einem Motor angetrieben werden können, bei 3000 Uml./min einen Druck von 200 at erreichen, der jedoch in den seltensten Fällen beansprucht wird. Tatsächlich ist die Turbinenpumpe Worthingtonscher Ausführung auch bereits vielfach für den Betrieb von hydraulischen Aufzügen verwendet worden und für diesen Zweck namentlich

Fig. 51.

Dreistufige Pumpe für 8000 ltr/min gegen 125 m.

Fig. 52.

Zwölfstufige Pumpe für 1000 ltr/min gegen 336 m.

Fig. 53.

Hälfte einer zwölfstufigen Pumpe für 6000 ltr/min gegen 580 m.

in den Geschäftsgebäuden der großen Städte beliebt, wo Elektrizität zur Verfügung steht und man den Raum, der sonst für die Dampfkessel und Pumpmaschinen beansprucht wird, sehr gut anderweitig verwerten kann.

Wo hingegen Dampfbetrieb nicht umgangen werden kann, stehen Wirkungsgrade und Anpaßfähigkeit an den Motor auf seiten der Kolbenpumpe. Nähere Betrachtung erfordert nur die Verbindung:

Dampfturbine-Turbinenpumpe. De Laval und Rateau haben diese bereits ausgeführt. De Laval setzte eine Turbinenpumpe unmittelbar auf die Welle seiner mit 20000 Uml./min bewegten Dampfturbine[1]), wobei aber die Laufraddurchmesser schon wesentlich kleiner ausfielen als der für die Saug- und Druckrohre notwendige Durchmesser. Infolgedessen ordnete de Laval eine Vorhebe-Turbinenpumpe an, die durch sein bekanntes Zahnradvorgelege mit 2000 Umdrehungen betrieben wurde und das angesaugte Wasser der raschlaufenden Pumpe zuförderte. Es braucht kaum erörtert zu werden, daß eine solche Anordnung keine Aussicht auf praktische Verwendung in größerem Maßstabe hat. Auch Rateau betrieb versuchsweise eine einstufige Zentrifugalpumpe von 80 mm Laufraddurchmesser unmittelbar von seiner Dampfturbine, die mit 9000 bis 18000 Uml./min lief; sie lieferte hierbei 400 bis 420 ltr/min gegen 70 bis 300 m und mußte selbstverständlich auch ihr Zulaufwasser unter Druck empfangen. Ueberhaupt wird man finden, daß die wirtschaftliche Geschwindigkeit der Dampfturbine in den meisten Fällen entweder den Wasserzulauf

[1]) s. Z. 1904 S. 1005.

unter Druck oder eine Aufteilung der Pumpe in parallel arbeitende Sätze erfordert. Der erste Fall ist selten gegeben, der zweite ist unwirtschaftlich; dazu kommt, daß die Dampfturbine in ihrer gegenwärtigen Gestalt für so kleine Einheiten, wie sie im Pumpenbetrieb gegenüber denjenigen der elektrischen Kraftwerke vorkommen, nicht wirtschaftlich genug arbeitet, um den ungünstigeren Wirkungsgrad der Turbinenpumpen gegenüber Kolbenpumpen (bestenfalls etwa 82 vH gegen 95 vH) auch nur zum geringsten Teil auszugleichen. Zahlreiche Berechnungen haben ergeben, daß selbst bis zu 1000 PS Leistung ein Dampfturbinen-Turbinenpumpen-Satz noch um mindestens 50 vH mehr Dampf braucht als Kolbenpumpmaschinen bester Bauart und Ausführung, und für kleine Einheiten bis etwa 60 PS stellen sich sogar die Anschaffungskosten zugunsten wirtschaftlich überlegener Kolbendampfpumpen. Demnach können es zunächst nur solche Fälle sein, bei denen Gewicht- und Raumersparnis den Ausschlag geben, die der Dampfturbine für den Antrieb von Turbinenpumpen zum Durchbruch verhelfen. Wesentlich brauchbarer aber wäre die Dampfturbine, wenn statt der Radial-Turbinenpumpe die Axialpumpen herangezogen würden, mit denen sich unter voller Anpassung an die höchste Geschwindigkeit die Saugfähigkeit stets sicherstellen läßt. Von diesem Gesichtspunkt wäre nur zu wünschen, daß auch die Axial-Turbinenpumpen einer gleichen Beachtung und Entwicklung wie die Radialpumpen teilhaftig würden.

Bei Verbrennungsmaschinen (Gas und Petroleum) ist die unmittelbare Verbindung der Turbinenpumpe in noch selteneren Fällen möglich als bei der Kolbenpumpe; doch hat sie den Vorteil des geringen Kraftverbrauches beim Anlassen und der bequemen Veränderung der Liefermenge ohne Aenderung der Umlaufzahl. Dem entgegen steht der Nachteil des geringeren Wirkungsgrades, weshalb hier die Entscheidung sehr von den Bedingungen der Einzelfälle abhängt.

Fig. 54.

Sechsstufige Pumpe für 750 ltr/min gegen 107 m und zweistufige Pumpe für 1900 ltr/min gegen 53 m.

Fig. 55.

Zweistufige Kondensatpumpe für 6300 kg stündliche Kondensatmenge.

Fig. 56.

Elektrisch betriebene sechsstufige Senkpumpe für 454 ltr/min gegen 107 m.

Fig. 57.

Elektrisch betriebene vierstufige Senkpumpe für 750 ltr/min gegen 100 m.

Untersuchung einer Dampfkraftanlage mit zweifacher Ueberhitzung durch Abgase

Von **E. Josse**, Charlottenburg.

(Schluß von S. 1153)

Verhalten des Dampfes in der Lokomobilmaschine.

Verfolgt man das Verhalten des Dampfes in der Lokomobilmaschine durch Aufzeichnen der rankinisierten Diagramme, Fig. 8 und 9, unter Berücksichtigung der von der Firma R. Wolf angegebenen schädlichen Räume und Eintragen der Adiabate und der Sättigungslinie (Linie des pro Hub arbeitenden, konstanten Gewichtes an trocken gesättigtem Dampf), so ergibt sich, daß sich bei Versuch 1 trotz der hohen Ueberhitzung von 340° vor dem Schieberkasten nach der Füllung von 25,6 vH gerade trocken gesättigter Dampf im Zylinder befindet, da das Diagramm hier mit der Sättigungslinie zusammenfällt.

Um die in Frage kommenden Temperaturen und die Wärmebewegungen zu veranschaulichen, sind auch die entsprechenden Wärmediagramme in Fig. 10 und 11 mitgeteilt, zu deren Aufzeichnung die nebenstehenden Dampfgewichte und Wärmemengen ermittelt worden sind.

Die ganze Ueberhitzungswärme des Dampfes ist bei Versuch 1 während der Füllung im Hochdruckzylinder in die Kanal- und Zylinderwandungen übergegangen, während bei Versuch 2 wegen der größeren Füllung und der höheren Anfangsüberhitzung noch überhitzter Dampf im Hochdruckzylinder nachgewiesen wird.

Der bei Versuch 1 festgestellte Wärmeabfluß an die Wandungen während der Füllung veranlaßt eine Temperaturabnahme des überhitzten Dampfes um 160°, entsprechend 16400 WE/st = 10,4 vH der dem Hochdruckzylinder insgesamt zugeführten Wärme.

Zahlentafel 8.
Angaben zu den Wärmediagrammen.

	Versuch I	Versuch II
Dampfmengen in kg/st		
dem H. D.-Zyl. zugeführt D_1 . . . . . . kg	213,7	257,5
im schädl. Raum des H. D.-Zyl. zurückgeblieben d_1 . . . . »	52,4	52,4
im H.-D. Zyl. arbeitende Dampfmenge (D_1+d_1) »	266,1	309,9
dem N.-D. Zyl. zugeführt D_2 »	213,7	257,5
im schädl. Raum des N.-D.-Zyl. zurückgeblieben d_2 . . . . »	11,6	13,9
im N.-D. Zyl. arbeitende Dampfmenge (D_2+d_2) »	225,3	271,4
Wärmemengen bezogen auf 1 kg Frischdampf und Speisewasser von 37,6° C		
durch 1 kg Frischdampfmenge dem H.-D.-Zyl. zugeführte Wärme . . . . WE	726,5	741,7
Wärmewert d. indiz. Arbeit d. H.-D. Zyl. . . »	74,7	75,8
desgl. bezogen auf 1 kg der Dampfmenge (D_1+d_1) . . . . »	60,0	63,0
Wärmewert d. indiz. Arbeit d. N.-D.-Zyl. . . »	67,3	70,2
desgl. bezogen auf 1 kg der Dampfmenge (D_1+d_1) . . . . »	54,0	58,3
gesamter Wärmeverlust (im Temperaturgefälle T_1-T_2) . . . . »	54,4	60,7

Fig. 8. Versuch I.

Fig. 9. Versuch II.

Während der Expansion im Hochdruckzylinder findet umgekehrt lebhafte Wärmezufuhr an den Arbeitsdampf infolge der Rückstrahlung aus den Wandungen statt, da die Expansionslinie über der Adiabate C_a verläuft und fast genau mit der Sättigungslinie C_s zusammenfällt; während der ganzen Expansion war daher nahezu trocken gesättigter Dampf im Zylinder vorhanden.

An dieser Wärmeabgabe an den Dampf während der Expansion dürften die den Hochdruckzylinder umspülenden Abgase sehr wenig beteiligt sein, da einerseits das Temperaturgefälle zwischen Heizmittel und Dampftemperatur (s. Wärmediagramm Fig. 10) sehr klein, anderseits die Heizfähigkeit von Rauchgasen an sich gering ist. Die Wärmezufuhr während der Expansion erfolgt daher wohl hauptsächlich auf Kosten der in der Füllungsperiode den Wandungen zugeführten Ueberhitzungswärme. Die Lage des Hochdruckzylinders in den Abgasen verhindert im wesentlichen nur Wärmeverluste durch Strahlung nach außen.

Bei Versuch 2, der mit um 8 vH größerer Füllung (33,6 vH) und etwas höherer Anfangsüberhitzung (360° statt 340°) durchgeführt worden ist, findet sich am Ende der Füllung im Zylinder

Fig. 10.

Wärmediagramm zu Versuch I. $\eta_{th} = 19{,}5$ vH.

noch überhitzter Dampf von 222°, entsprechend 44° über der Sättigungstemperatur; infolge der lebhaften Rückstrahlung aus den Wandungen bleibt der Dampf während der ganzen Expansion überhitzt, wie der Vergleich mit der Ueberhitzungsadiabate C_a in Fig. 9 erkennen läßt. Die hier während der Füllungsperiode an die Wandungen übertretenden Wärmemengen berechnen sich entsprechend einer Temperaturabnahme um 138° stündlich zu 17050 WE = 8,9 vH der stündlich dem Schieberkasten zugeführten Wärmemenge. Der Wärmeverlust an die Wandungen ist hier zwar absolut genommen etwas größer als bei Versuch 1, da infolge der größeren Füllung die Abkühlungsflächen etwas zugenommen haben; dagegen ist er prozentual zur stündlich insgesamt zugeführten Wärmemenge geringer, da letztere mit der Füllung ja viel rascher wächst als die Abkühlungsfläche.

Die Diagramme lassen bei beiden Versuchen im Hochdruckzylinder eine erhebliche Verschiedenheit des Dampfzustandes erkennen, die wohl weniger auf den Unterschied (20°) der Anfangsüberhitzung als auf den der Füllungen zurückzuführen ist.

Diese thermischen Verhältnisse lassen die knappen Abmessungen des Hochdruckzylinders richtig erscheinen trotz des großen Spannungsabfalles am Ende der Expansion, da ein größerer Zylinder mit größerer Abkühlungsfläche und kleinerer Füllung am Anfang der Expansion sicher nassen Dampf trotz der hohen Ueberhitzung ergeben hätte.

Zweifellos tritt bei der untersuchten Maschine der Einfluß der Wandungen infolge der geringen Leistung (60 PS) und infolge der Schiebersteuerung mit gemeinschaftlichem Ein- und Ausströmkanal besonders stark hervor.

In der folgenden Zahlentafel 9 sind für beide Versuche für den Hochdruckzylinder und für den Niederdruckzylinder die Füllungsgrade und die in die Wandungen stündlich einstrahlenden Wärmemengen, auch in Prozenten der insgesamt eingeführten Wärmemengen, zusammengestellt.

Zum Vergleich ist der Hochdruckzylinder einer mit 175,5 PS_i betriebenen Dreifach-Verbundmaschine der Görlitzer Maschinenbauanstalt mit herangezogen, deren mit überhitztem Dampf erzieltes rankinisiertes Diagramm in Fig. 12 dargestellt ist. Bei der nur wenig niedrigeren Ueberhitzung von 325° vor dem Hochdruckzylinder und bei der gleichen Füllung desselben mit 33 vH wie bei unserm Versuch II verläuft die Expansionslinie im Hochdruckzylinder ähnlich wie bei der Lokomobile; der stündliche Wärmeverlust in der Füllungsperiode an die Wandungen mit 7,7 vH ist aber etwas geringer, da der Hochdruckzylinder größer und Ventilsteuerung, also getrennte Ein- und Auslaßorgane, vorgesehen ist, mithin geringere Abkühlung eintritt.

Bei Betrieb mit gesättigtem Dampf und der nahezu gleichen indizierten Leistung von 177 PS_i hatte der Hochdruckzylinder der Görlitzer Maschine 24,3 vH Füllung und während derselben 11,5 vH Wärmeverlust an die Wandungen.

Fig. 11.

Wärmediagramm zu Versuch II. $\eta_{th} = 19{,}7$ vH.

Zahlentafel 9.

Maschine	Versuch	Hochdruckzylinder							Niederdruckzylinder						
		Füllungsgrad	Temperatur des überhitzten Dampfes			insgesamt zugeführte Wärme	während der Füllung in die Wandungen gegangene Wärme		Füllungsgrad	Temperatur des überhitzten Dampfes			insgesamt zugeführte Wärme	während der Füllung in die Wandungen gegangene Wärme	
			bei Eintritt in den Schieberkasten	am Ende der Füllung	abgefallen um		WE/st	in vH der zugeführten Wärme		bei Eintritt in den Schieberkasten	am Ende der Füllung	abgefallen um		WE/st	in vH der zugeführten Wärme
		vH	°C	°C	°C	WE/st		vH	vH	°C	°C	°C	WE/st		vH
Heißdampf-Tandemlokomobile von 60 PS	a I	25,6	340	180	160	157 400	16 400	10,4	48,5	171	140	31	142 900	3 180	2,2
	b II	33,6	360	222	138	192 000	17 050	8,9	48,5	191	154	37	173 200	4 570	2,6
Görlitzer Dreifach-Verbundmaschine von 200 PS	c I	33,1	325	207	118	619 000	47 900	7,7	—	—	—	—	—	—	—
	d II	24,3	gesättigter Dampf			624 000	71 500	11,5	—	—	—	—	—	—	—

Da dieser Füllungsgrad mit dem des Versuches I der Wolfschen Lokomobile nahezu übereinstimmt, drängt sich ein Vergleich in bezug auf das Verhalten gesättigten und überhitzten Dampfes bei der Füllung auf; dieser ergibt, daß trotz der günstigeren Abkühlungsverhältnisse bei dem Hochdruckzylinder der Dreifach-Verbundmaschine (weil größere Zylinder und Ventilsteuerung) und der viel geringeren Temperaturunterschiede im Zylinder hier bei gesättigtem Dampf 11,5 vH der zugeführten Wärme in die Wandungen gehen, gegenüber 10 vH bei Versuch I der Wolfschen Maschine mit überhitztem Dampf. Noch augenfälliger geht diese Erscheinung aus dem Vergleich der Versuche c und d der Zahlentafel 9 hervor.

Es ergibt sich hieraus, daß der Vorteil des überhitzten Dampfes nicht allein in der Entnahme der in die Wandungen strömenden Wärme aus der Ueberhitzung liegt, sondern daß der überhitzte Dampf überhaupt die Wärme weniger leicht abgibt als der gesättigte und den Wärmeaustausch mit den Wandungen trotz viel höherer Temperaturunterschiede infolge seiner physikalischen Eigenschaften vermindert. Man erkennt hieraus auch schon den Vorteil der zweiten Ueberhitzung vor dem Niederdruckzylinder.

Fig. 12.
Dreifach-Verbundmaschine von 175,5 PSi.

Der aus dem Hochdruckzylinder austretende Dampf war bei beiden Versuchen ohne Zweifel trocken gesättigt, wahrscheinlich schwach überhitzt, weil selbst bei Versuch I der Dampf während der ganzen Expansion keine Gelegenheit zu Niederschlägen hatte und der große Spannungsabfall beim Auslaß sowie das Ausströmen durch die vorher erhitzten Dampfkanäle eine schwache Ueberhitzung wahrscheinlich machen.

Der Niederdrucküberhitzer braucht daher den Dampf nicht erst zu trocknen, sondern kann ganz für die Ueberhitzung nutzbar gemacht werden.

Der Spannungsverlust zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder ist trotz des längeren Dampfweges durch die Ueberhitzerrohre hindurch klein, ein Vorteil der parallel geschalteten Rohre des Ueberhitzers.

Infolge der Zwischenüberhitzung arbeitet im Niederdruckzylinder das gleiche Dampfgewicht wie im Hochdruckzylinder, ein Umstand, der die Wolfsche Tandemlokomobile wesentlich und günstig von den ortfesten Heißdampfmaschinen unterscheidet, die bereits im zweiten Zylinder in der Regel Dampffeuchtigkeit haben; s Diagramm Fig. 12 mit 11,5 vH Feuchtigkeit im Mitteldruckzylinder.

Die Art der Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes durch Abgase des Kessels ist neu. Man hat zwar schon mehrfach versucht, den Aufnehmerdampf zu überhitzen, indem man den der Maschine zugeführten, besonders hoch überhitzten Arbeitsdampf zunächst zur Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes benutzte und ihn dann, immer noch überhitzt, dem Hochdruckzylinder zuführte. Diese Versuche haben aber, soviel sich bis jetzt ersehen läßt, wirtschaftlichen Erfolg nicht gehabt. Das ist auch wohl erklärlich, da der Frischdampf sehr hoch überhitzt werden mußte, wenn er nach der Wärmeabgabe an den meist feuchten Aufnehmerdampf noch mit der jetzt üblichen Temperatur von 300 bis 350° in den Hochdruckzylinder gelangen sollte; es mußten also im Kessel zur Ueberhitzung erhebliche Wärmemengen unmittelbar aufgewendet werden, von denen auf dem Wege zur Maschine um so größere Beträge verloren gingen, je höher die Ueberhitzungstemperatur war. Der hoch überhitzte Dampf ist als Heizmittel aber auch nicht sonderlich geeignet; denn es ist unrationell und thermisch unrichtig, überhitzten Dampf von hoher Temperatur und hohem Druck als Wärmequelle zur Beheizung von Dampf niedriger Temperatur und geringen Druckes auszunutzen, anstatt das große Temperatur- und Druckgefälle unmittelbar arbeitsleistend zu verwerten, um so mehr, als die indirekte Beheizung stets mit großen Verlusten verbunden ist und ihr thermischer Effekt im Niederdruckzylinder in keinem Verhältnis zum vorhergehenden Wärmeaufwand im Kessel steht.

Bei der Wolfschen Maschine liegen die Verhältnisse aber wesentlich anders, da die Ueberhitzung des Dampfes vor dem Niederdruckzylinder wirtschaftlich kostenlos durch die abziehenden Rauchgase des Lokomobilkessels (**Abwärme**) erfolgt.

Ein Blick auf die Niederdruckdiagramme, Fig. 8 und 9, zeigt, wie die verhältnismäßig geringe Ueberhitzung die Wärmeausnutzung im Niederdruckzylinder günstig beeinflußt. Während man sonst in den Niederdruckzylindern starke Eintrittskondensation und gegen Ende der Expansion erhebliche Nachverdampfung zu sehen gewohnt ist, s. Diagramm Fig. 12, ist bei der Tandemlokomobile trotz der schwachen Ueberhitzung von nur 57,9° bezw. 71,4° nicht nur am Ende der Füllung überhitzter Dampf vorhanden, sondern die ganze Expansionskurve des Dampfes liegt bei beiden Versuchen im Ueberhitzungsgebiet.

Der aus der Zahlentafel 9 zu 2,2 bezw. 2,6 vH sich ergebende Betrag der während der Füllung in die Wandungen des Niederdruckzylinders eingestrahlten Wärmemengen ist gegenüber den im Hochdruckzylinder festgestellten Verhältnissen auffallend gering.

Diese geringe Wärmeabführung an die Wandungen im Niederdruckzylinder erklärt sich kaum allein durch die größere, bei beiden Versuchen gleiche Füllung des Niederdruckzylinders von 48,5 vH. Man erkennt aber den Grund, wenn man das in dieser Zeitschrift 1905 S. 193 mitgeteilte und hier in Fig. 13 wiedergegebene Diagramm einer Wolfschen Heißdampf-Verbundlokomobile ohne Zwischenüberhitzung untersucht. Zur Beurteilung ist in das Niederdruckzylinderdiagramm auf Grund des durch Versuch ermittelten Dampfgewichtes die Sättigungskurve eingezeichnet. Obwohl der Dampf vor dem Niederdruckzylinder hier nicht überhitzt ist, sieht man, daß die Eintrittskondensation in ihm vermieden ist und die Expansionslinie mit der Sättigungslinie beginnt und zum großen Teile zusammenfällt. Es findet also auch hier lebhafte Wärmezuführung von den Wandungen statt, die auf die kräftige Heizung des Niederdruckzylinders mit hochgespanntem Kesseldampf infolge seiner Lage im Dampfraum zurückzuführen ist.

Fig. 13.

Während man bei Niederdruckzylindern, die wie bei der Görlitzer Maschine gewöhnlich mit gedrosseltem Dampf geheizt werden, trotzdem stets erhebliche Zylinderkondensation beobachtet, ist letztere bei der 200 pferdigen Lokomobile nahezu vermieden. Das Heizmittel des Niederdruckzylinders bei der Tandemlokomobile (gesättigter Dampf) hat eine höhere Temperatur als selbst der überhitzte Dampf im Niederdruckzylinder, und die Heizung ist außerordentlich wirksam, weil sie durch gesättigten Dampf erfolgt und durch die vorzügliche Abführung des Kondensates von den Wandungen gefördert wird. Aehnliche Ergebnisse hat der belgische Ingenieur Duchesne in seinen Versuchen bei der Zylinderheizung mit hochgespannten gesättigten Dämpfen gefunden, indem er hierdurch die Zylinderkondensation vollständig beseitigte.

Infolge der kräftigen äußeren Zylinderheizung bewirkt die Ueberhitzung vor dem Niederdruckzylinder bei der Tandemlokomobile daher im wesentlichen eine Volumenzunahme des Dampfes und den in den Wärmediagrammen dargestellten Gewinn an in Arbeit verwandelter Wärme von 3,2 vH für Versuch I und 4,8 vH der im Niederdruckzylinder geleisteten Arbeit für Versuch II, ein Gewinn, der noch dazu durch Abwärme erzielt ist. Durch die Zwischenüberhitzung wurden einem Kilogramm Frischdampf bei Versuch I 27 WE, bei II 32,8 WE zugeführt; davon wurden im Niederdruckzylinder (pro kg Dampf) 2,1 bezw. 3,4 WE, also 7,8 vH bezw. 10,4 vH der Ueberhitzungswärme, in Arbeit umgesetzt. Bei diesen günstigen thermischen Verhältnissen hätte man den Niederdruckzylinder größer wählen können, um die Dampfdehnung weiter zu treiben.

Wie die Wärmediagramme zeigen, ist zwar der Energieverlust beim Ueberströmen vom Hoch- nach dem Niederdruckzylinder gering; dagegen sind im Niederdruckzylinder die Verluste, welche durch den Spannungsabfall beim Auspuff, also durch zu geringe Ausdehnung eintreten, erheblich. Günstig erscheint dagegen der geringe Temperaturverlust zwischen Kondensatortemperatur und der der Auspuffspannung im Niederdruckzylinder entsprechenden Dampftemperatur am Ende der Auspuffperiode.

Die Temperatur des in den Kondensator übertretenden Dampfes betrug 83°; der Dampf war also um rd. 30° überhitzt. Für diese Ueberhitzung, die unnötig und zwecklos ist, gibt es mehrere Ursachen, die zusammenwirken: den großen Spannungsabfall im Niederdruckzylinder, das Ausströmen des Auspuffdampfes durch die von dem überhitzten Einströmdampf vorher erwärmten Dampfkanäle, die kräftige Heizung des Niederdruckzylinders und die Lage des Ausströmrohres im Dampfraum des Kessels.

Die thermische Ausnutzung bei beiden Versuchen erhellt aus den für die einzelnen Zylinder ermittelten nachstehenden Gütegraden pro PS_i:

H.-D.-Zyl. 72 vH } Versuch 1, für die ganze Maschine 70 vH
N.-D.-Zyl. 68 »
H.-D.-Zyl. 76,8 » } » 2, » » » 69,9 »
N.-D.-Zyl. 63 »

Die Gesamtgütegrade pro PS_i sind bei beiden Versuchen gleich (70 und 69,9 vH), verschieben sich aber etwas zugunsten des Versuches 2 (von 64,2 auf 64,8 vH), wenn man sie auf das Nutzpferd bezieht, da bei Versuch 2 der mechanische Wirkungsgrad um 1 vH günstiger war.

Der bei Versuch I für den Niederdruckzylinder ermittelte günstigste Gütegrad von 68 vH, der sich durch Vergrößerung des Niederdruckzylinders auch für Versuch 2 hätte erzielen lassen, stellt einen für eine Kolbendampfmaschine ungewöhnlich hohen Wert dar und reicht an die in den Niederdruckstufen der Dampfturbinen gefundenen Werte heran.

Die bei der Wolfschen Lokomobilmaschine berechneten thermischen und die aus den Wärmediagrammen ermittelten thermodynamischen Gesamtwirkungsgrade ergeben sich im einzelnen aus folgender Zahlentafel:

Zahlentafel 10.

Wirkungsgrade der Dampfmaschine.

			Versuch I	Versuch II
H.-D.-Zyl.	Eintrittspannung nach Diagramm	kg/qcm abs.	11,8	12,1
	Sättigungstemperatur des Dampfes (idealer Arbeitsvorgang einer vollkommenen Maschine)	°C	186,2	187,3
	wirkliche Temperatur des Dampfes	»	340	360
	Ueberhitzung	»	153,8	172,7
N.-D.-Zyl.	Eintrittspannung nach Diagramm	kg/qcm abs.	1,72	2,2
	Sättigungstemperatur des Dampfes	°C	115	122,6
	wirkliche Temperatur des Dampfes	»	171	191
	Ueberhitzung	»	56	68,4
Kondensatorspannung		kg/qcm abs.	0,14	0,13
ausnutzbare Wärmemenge pro kg Dampf		WE	196,4	206,7
zugeführte » » » »		»	712	728,6
thermischer Wirkungsgrad		vH	27,6	28,4
Erzeugungswärme pro kg Dampf:			—	—
a) bezogen auf Speisewasser von 0°		WE	764,1	779,3
b) » » » » 37,0°		»	726,5	741,7
Wärmeverbrauch pro PS_i-st	a)	»	3477	3382
	b)	»	3306	3219
thermischer Wirkungsgrad (berechnet)	a)	vH	18,3	18,9
	b)	»	19,3	19,8
entsprechender thermodynamischer Wirkungsgrad (Gütegrad)	a)	»	66,3	66,5
	a)	»	70	69,9
Wärmeverbrauch pro PS_e-st	a)	WE	3782	3639
	b)	»	3596	3464
thermischer Wirkungsgrad (berechnet)	a)	vH	16,9	17,5
	b)	»	17,7	18,4
entsprechender thermodynamischer Wirkungsgrad (Gütegrad)	a)	»	61,3	61,7
	b)	»	64,2	64,8

Bei der Lokomobile ergibt sich der günstigste berechnete thermische Wirkungsgrad, bezogen auf Speisewasser von 0° C, pro PS_i zu 18,9 vH, pro PS_e zu 17,5 vH. Vergleicht man diese Wirkungsgrade mit den bei der außergewöhnlich günstig und unter nahezu den gleichen Temperaturverhältnissen arbeitenden Kerchove-Maschine[1]) erreichten Werten, welche pro PS_i 21,2 vH und pro PS_e 18,5 vH betragen, so findet man, daß die mit einfachen Mitteln ausgeführte Wolfsche Lokomobildampfmaschine in der thermischen Ausnutzung pro Nutzpferd sehr nahe an die mit allen Feinheiten des Baues ort-

[1]) s. Z. 1904 S. 1281 u. f.

fester Dampfmaschinen ausgestattete Kerchove-Maschine heranreicht.

Das Ergebnis der Versuche ist daher für die Wolfsche Lokomobile außergewöhnlich günstig, was bei der geringen Leistung der Maschine und der einfachen konstruktiven Ausführung um so mehr anzuerkennen ist.

Versuchsergebnisse in bezug auf die Lokomobil-Dampfkraftanlage.

Die Versuchsergebnisse an der Lokomobile sind zunächst getrennt in bezug auf den Kessel und die Maschine betrachtet worden, wie das bei den ortfesten Dampfanlagen üblich ist. Es ist dabei festgestellt worden, daß schon die Lokomobilmaschine allein thermisch nahezu das erreicht, was man nur bei besten Dampfmaschinen gewohnt ist.

Die Lokomobile bietet jedoch noch den wesentlichen Vorteil, daß auch der Kessel einen sehr hohen Nutzeffekt aufweist und Kessel und Maschine zu einer einheitlichen Dampfkraftanlage organisch zusammengebaut sind, so daß die selbst bei den besten ortfesten Dampfkraftanlagen durch die Rohrleitung zwischen Kessel und Maschine und durch die übliche Kondensationswasserabführung innerhalb der Maschine auftretenden Wärmeverluste hier wegfallen.

Es ist nicht uninteressant, hier auf Versuche hinzuweisen, die ich in letzterer Hinsicht im Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule Charlottenburg angestellt habe. Bei der dort aufgestellten, oben bereits erwähnten Görlitzer Dreifach-Verbundmaschine von 200 PS sind 5 Kondensationstöpfe bester Konstruktion angebracht, die bei einer Reihe von Versuchen peinlich in Ordnung gehalten wurden und eine gekühlte Kondensationswassermenge von im Mittel 15,5 vH des Gesamtdampfverbrauches abführten.

Da infolge geringer Schwankungen, die nicht beseitigt werden konnten, vermutet wurde, daß die Kondensationstöpfe außer dem Kondensat auch noch Dampf durchließen, der durch die Kühlvorrichtung allerdings kondensiert wurde, so wurden sie durch gußeiserne Flaschen mit Wasserstandsgläsern ersetzt, aus denen man von Hand mit Sicherheit nur Kondensat ablassen konnte. Die Kondensationswassermenge ging dabei unter sonst gleichen Verhältnissen auf 11,4 vH des Gesamtdampfverbrauches der Maschine zurück, ein Beweis, daß ein Verlust von 5 vH durch die Kondensationstöpfe auftrat, obwohl sie fast vor jedem Versuch nachgesehen worden waren. In der Praxis bei weniger sorgfältiger Wartung dürften die Verluste daher noch wesentlich größer sein.

In der Lokomobile fallen die Rohrleitungsverluste und die Wärmeverluste durch die Entwässerung fort. Hieraus ergibt sich eine wirtschaftliche Ueberlegenheit der Lokomobilen über die ortfesten Anlagen.

Wärmeverluste zwischen Kessel und Dampfmaschine treten praktisch in den Lokomobilen kaum auf und sind bei der vorliegenden Heißdampflokomobile ganz ausgeschlossen, da das Dampfrohr zum größten Teil in die heißen Abgase der Rauchkammer verlegt ist. Das Kondensationswasser abzuleiten ist nicht nötig, da Gelegenheit zur Bildung desselben überhaupt nicht vorhanden ist. Strahlungsverluste sind bei der Lokomobile aufs äußerste beschränkt.

Zu diesen im Aufbau der Lokomobile liegenden ungewöhnlich günstigen Arbeitsbedingungen kommt noch hinzu, daß die Ueberhitzung des Niederdruckdampfes durch Abwärme wirtschaftlich nahezu kostenlos erzielt wird und verhältnismäßig hohen Arbeitsgewinn ergibt.

Zwar wird auch der Hochdruckdampf durch die Abgase überhitzt; jedoch wird die Ueberhitzung auf Kosten der Wärmeausnutzung im Kessel erzielt, so daß man hier kaum von einer kostenlosen Ueberhitzung sprechen kann.

Entsprechend den ungewöhnlich günstigen Arbeitsbedingungen der Lokomobil-Dampfkraftanlage sowie der erzielten hohen Ausnutzung im Kessel und in der Maschine ist auch das wirtschaftliche Endergebnis, d. h. der Kohlenverbrauch pro Nutzpferd, nicht nur für eine so kleine Maschineneinheit ungewöhnlich günstig, sondern reicht überhaupt nahe an die Zahlen heran, die bis jetzt bei den größten Dampfmaschinen erzielt worden sind.

Bei der Tandem-Heißdampflokomobile wurde ein Verbrauch an Kohlen (von 7873 WE Heizwert) pro PS_e-st von 0,56 bezw. 0,53 kg ermittelt. Vergleicht man diese Werte mit denen andrer Wärmekraftmaschinen, z. B. einer 200 pferdigen Wolfschen Heißdampflokomobile mit einfacher Ueberhitzung vor dem Hochdruckzylinder, so ergibt sich, daß bei rd. 70 vH Leistung der Kohlenverbrauch der beiden Lokomobilen gleich ist, daß sich der Kohlenverbrauch der Heißdampflokomobile bei normaler Belastung und Ueberlastung kaum ändert, während der Kohlenverbrauch pro Einheit bei der Tandem-Heißdampflokomobile mit zunehmender Belastung abnimmt. Die Abnahme des Kohlenverbrauches mit zunehmender Belastung bei der Tandem-Heißdampflokomobile ist im wesentlichen auf Rechnung der Zwischenüberhitzung vor dem Niederdruckzylinder zu setzen, da steigende Belastung höhere Ueberhitzungstemperatur zur Folge hat.

Es ist nicht uninteressant, den auf Grund der Abnahmeversuche aus dem Dampfverbrauch berechneten Kohlenverbrauch pro PS_e-st einer der größten ortfesten Dampfmaschinen in Vergleich zu setzen, nämlich der 4500 pferdigen Sulzer-Maschine des Kraftwerkes Moabit der Berliner Elektrizitätswerke; s. Fig. 14.

Fig. 14.

Man wird erstaunt sein, zu bemerken, daß der Wärmeverbrauch der Sulzer-Maschine im Brennstoff nur um ein geringes günstiger ist als der der kleinen Tandem-Heißdampflokomobile, ein Umstand, der verblüfft und wohl zur weiteren Ausgestaltung unsrer modernen großen Dampfkraftanlagen anregen sollte.

Immerhin erreichen die vier in Fig. 14 in Vergleich gesetzten Dampfkraftanlagen nicht den günstigen Wärmeverbrauch in Brennstoff einer mit Anthrazit betriebenen Generatorgasmaschine. Berücksichtigt man aber die Brennstoffkosten pro PS_e-st, Fig. 15, so ergibt sich unter Zugrundelegung der gegenwärtig für Berlin maßgebenden Brennstoffpreise, daß die Tandem-Heißdampflokomobile, abgesehen von der etwas günstigeren 4500 pferdigen Sulzer-Maschine, die Nutzpferdestärkenstunde in bezug auf Brennstoff am billigsten erstellt.

Bei Vollbelastung ist der Unterschied in den Brennstoffkosten bei den beiden Lokomobilen und der Generatorgasmaschine geringfügig; aber schon bei geringer Abnahme der Belastung sind die Lokomobilen der Gasmaschine überlegen.

Man sieht aus dem Schaubild Fig. 15, daß, solange der Preisunterschied zwischen Anthrazit und Kohle bestehen

bleibt, die Heißdampflokomobilen mit den Gasmaschinen in bezug auf die Brennstoffkosten und erst recht in bezug auf die andern die Wirtschaftlichkeit bedingenden Verhältnisse sehr gut konkurrieren können. Mit den in neuester Zeit aufgekommenen Braunkohlengeneratoren dürften sich allerdings die Verhältnisse wieder etwas zugunsten der Gasmaschine ändern.

Fig. 15.

Nutzleistung in vH der Normalleistung
1t Anthrazit = 35 Mk (Berlin), 1t Kohlen = 21 Mk (Berlin) Anfang 1905

Aus den vorstehenden Untersuchungen mit der Heißdampflokomobile mit zweifacher Ueberhitzung kann gefolgert werden, daß die thermische Ausnutzung der Dampfkraftanlage durch die kräftige, ohne Nebenverluste bewirkte Heizung des Niederdruckzylinders mit hochgespanntem Frischdampf und die zweite Ueberhitzung sehr günstig beeinflußt wird. Dieser günstige thermische Einfluß erweist sich deshalb als ein hervorragend wirtschaftlicher, weil die zweite Ueberhitzung durch ausgenutzte Abgase, also kostenlos bewirkt wird.

Der Aufbau einer solchen Lokomobile, der eine so weit gehende Ausnutzung der Wärme und die Vermeidung von Verlusten konstruktiv mit Leichtigkeit gestattet, ergibt daher eine wirtschaftlich ungewöhnlich günstige Dampfkraftanlage, die in ihren Ergebnissen an die bei unsern größten Maschinen erzielten Werte heranreicht.

Wenn sich die Lehren, die sich aus diesen Versuchen ergeben, auch auf den Bau ortfester Dampfmaschinen nicht ohne weiteres und niemals vollständig übertragen lassen, so liegen doch bei der ortfesten Dampfmaschine die Verhältnisse in bezug auf die Wirkung der Ueberhitzung vor dem Niederdruckzylinder günstiger als bei der Lokomobile; denn die Niederdruckzylinder der großen ortfesten Dampfmaschinen werden nicht durch hochgespannten Heizdampf so kräftig geheizt wie die im Dampfraum liegenden Niederdruckzylinder der Lokomobilen. Infolgedessen ist die Kondensation im Niederdruckzylinder der ortfesten Maschine sehr groß und das im letzteren arbeitende Dampfgewicht wesentlich geringer als im Hochdruckzylinder. Die Ueberhitzung vor dem Niederdruckzylinder der ortfesten Maschine würde daher noch eine verhältnismäßig günstigere Wirkung erzielen.

Ein wirtschaftliches Ergebnis würde sie bei ortfesten Maschinen aber nur haben, wenn sie durch Abgase, d. h. durch Abwärme bewirkt werden könnte. Die Schwierigkeiten, die sich bei der ortfesten Maschine einer solchen Abwärmeheizung entgegenstellen, sind unverkennbar; immerhin besteht die Möglichkeit, durch planmäßiges Zusammenhalten der Wärme mehr als bisher zu erreichen.

Bei der Durchführung und Bearbeitung der Versuche haben mich meine Assistenten, die Herren Dipl.-Ingenieure Hildebrand und Bommert, in anerkennenswerter Weise unterstützt.

Eine elektrisch betriebene fahrbare Kabelbahn.

Von Oberingenieur **Landmann,** Leipzig-Gohlis.

Kabelbahnen werden bei uns zur Beförderung von Massengütern noch so gut wie gar nicht angewandt Dies mag zum Teil daran liegen, daß die Verhältnisse, bei denen sie sich als geeignetes Hülfsmittel empfehlen, bei uns seltner sind als in den Vereinigten Staaten, der Entwicklungsstätte der Kabelbahnen; dort werden diese bei den so häufig ins Riesenhafte gehenden Materialtransporten und Aufstapelungen bekanntlich ganz allgemein benutzt. Fast bei keiner Tiefbauarbeit, auch wenn sie nur geringen Umfanges ist, wie beispielsweise Kanalisationsarbeiten in städtischen Verkehrstraßen, Gründungen von Brücken, größeren Geschäftshäusern usw., fehlt der »cable hoist«; bei Kanalbauten und ähnlichen Arbeiten, die einen großen Materialtransport mit sich bringen, arbeiten diese Kabelbahnen in ganzen Reihen nebeneinander, wie aus Abbildungen und Veröffentlichungen bekannt ist.

Die Kabelbahn bietet überall da ausschlaggebende Vorteile, wo das Fördergut auf solche Entfernungen gehoben und transportiert werden muß, daß sie mit Brückenträgern aus Holz- oder Eisenkonstruktion in Verbindung mit fahrbaren Hebezeugen nicht oder doch nur mit viel zu hohen Kosten beherrscht werden können; unersetzbar ist sie aber da, wo die Verfahrbarkeit einer solchen Hebe- und Transportvorrichtung verlangt wird.

Die in unserm Lande von Jahr zu Jahr sich steigernde Erzeugung und Einfuhr von Massengütern sowie deren Ansammlung auf großen Stapel- und Umschlagplätzen drängt nach den Erfahrungen der letzten Jahre auf die Entwicklung von maschinell betriebenen, schnell arbeitenden Hebe- und Transportvorrichtungen, durch die man in weiteren Grenzen als bisher von den Entfernungen für die zu verladenden Massengüter unabhängig ist. Diesem Umstande Rechnung tragend, hat sich die Firma Adolf Bleichert & Co. in Leipzig-Gohlis die Durchbildung von Kabelbahnen nach besten amerikanischen Vorbildern angelegen sein lassen und Anfang vorigen Jahres eine sehr leistungsfähige derartige Kabelbahn erbaut, die nachstehend beschrieben werden soll.

Die Firma Joh. Busenitz Nachfolger in Danzig übertrug die Ausführung der Verladevorrichtung für ihren neuen Kohlenlagerplatz in Schellmühl an der Weichsel der Firma Adolf Bleichert & Co. als derjenigen, die beim Wettbewerb um diese Anlage die technisch beste Lösung bei billigsten Preisen angeboten hatte.

Die Aufgabe war, Kohlen aller Art aus Seedampfern entweder in Flußschiffe überzuladen oder auf den Lagerplatz zu schaffen, oder sie aus dem Schiff unmittelbar in Eisenbahnwagen oder aus diesen ins Schiff zu verladen, oder sie innerhalb des Lagers oder von diesem ins Schiff zu befördern. Diesen Anforderungen wurde mit zwei voneinander unabhängigen Verladevorrichtungen genügt, nämlich einer in Eisen konstruierten Verladebrücke für die Be- und Entladung der Eisenbahnwagen und einer fahrbaren Kabelbahn für die Beherrschung des ganzen Lagers; vergl. Fig. 1.

Das 60 m breite und 117 m tiefe Kohlenlager wird von der Weichsel durch einen rd. 33 m breiten Uferstreifen getrennt, durch den die Chaussee Danzig-Neufahrwasser führt; der neben der Chaussee liegende rd. 15 m breite Uferstreifen wird von der Auslegerstütze der Kabelbahn in Anspruch genommen, die auf 2 in 13,0 m Abstand verlegten Schienen parallel der Kaikante verfahrbar ist; s. Fig. 2. Die Chaussee wird in 8 m Höhe durch eine 4 m breite eiserne, mit Holzbelag und Dachpappe abgedeckte sowie mit seitlichen Drahtgittern versehene Schutzbrücke von rd. 24 m Stütz-

weite überspannt; die Pendelstütze dieser am äußeren Ende fest auf dem Fahrgerüst gelagerten Schutzbrücke ist auf einem besondern, innerhalb des Lagerplatzes angeordneten Schienenstrang verfahrbar.

Bei 165 m nutzbarem Katzenweg hat die Kabelbahn eine Länge von rd. 175,5 m über alles. Die größte Höhe der Auslegerstütze beträgt rd. 28 m, die der Gegengewichtstütze auf dem Lagerplatz rd. 19,6 m. Das Tragseil erreicht eine geringste Entfernung von 13,5 m über Erdoberfläche.

Die Auslegerstütze baut sich über einem Grundrahmen auf, der auf vier pendelnden Fahrgestellen mit je 4 Laufrädern ruht; vergl. Fig. 2. Eine im wesentlichen gleiche Anordnung zeigt die landseitige Gegengewichtstütze, Fig. 3. Beide Stützen sind mit elektromotorisch angetriebenen Fahrwerken ausgerüstet, die unabhängig voneinander mit Fahrschaltern gesteuert werden. Zum Antrieb dient je ein 25 pferdiger Hauptstrommotor, der mittels eines steilgängigen, in einem allseitig geschlossenen Gußkasten im Oelbade lau-

Fig. 1.

Gesamtansicht der Kohlenverlade-Anlage in Schellmühl a. d. Weichsel.

Fig. 2.

Fahrbare Auslegerstütze der Kabelbahn.

Fig. 3.

Landseitige Gegengewichtstütze.

Die wasserseitige Hauptstütze trägt einen aufklappbaren rd. 13 m langen Ausleger, welcher mittels einer Bleichertschen Sicherheitswinde durch den Hauptwindenmotor in wenigen Minuten gehoben werden kann. In seiner höchsten Lage wird der Ausleger selbsttätig gegen unbeabsichtigtes Senken festgestellt. Herabgelassen wird er ohne Strom mittels einer selbstregelnden Bremse. Alle mit der Bewegung des Auslegers zusammenhängenden Maßnahmen werden von der Plattform des Maschinenhauses aus vollzogen, das in dem 8 m breiten und 13 m langen Grundrahmen des Auslegergerüstes angeordnet ist.

fenden Schneckengetriebes auf die zwei benachbarte Fahrgestelle verbindende Welle arbeitet. Die sehr kräftig durchgebildeten Bremsen werden elektromagnetisch betätigt.

Zwischen beiden Stützen sind die als Fahrbahn für die Laufkatze dienenden Tragseile gespannt. Durch die Wahl zweier Tragseile ist gegenüber der sonst fast durchweg angewandten Konstruktion mit einem Tragseil der wesentliche Vorteil erzielt, daß die Seile nicht bis zur Auslegerspitze geführt zu werden brauchen, sondern hinter dem Drehpunkt des Auslegers befestigt werden können; letzterer ist somit von dem rd. 25 t betragenden Seilzuge vollständig entlastet

und kann entsprechend leicht gehalten werden. Auch erübrigen sich infolge dieser Lösung besondre Vorkehrungen, die sonst gegen scharfes Abbiegen der Tragseile bei hochgezogenem Ausleger nötig werden.

Als Tragseile dienen patentverschlossene Seile[1]) von 28 mm Dmr.; an der Gegengewichtstütze gehen sie in Gliederketten von 36 mm Gliedstärke über, die über eine Ausgleichrolle laufen, welche durch eine kräftige Spannwinde angezogen werden kann. Im Betriebszustand ist die Spannwinde vom Seilzug entlastet; dieser wird durch eine unmittelbare Verankerung der Ausgleichrolle mittels kräftiger Zugstangen in den Unterbau der Gegengewichtstütze geführt.

Fig. 4. Dreitrommelmaschine.

Die örtlichen Verhältnisse bedingten für die Gegengewichtstütze eine Spurweite von 8 m gegenüber 13 m bei der Auslegerstütze. Während daher letztere gegen Seilzüge und Winddruck ohne künstliche Belastung standfest ist, wurde bei der landseitigen Stütze ein Gegengewicht erforderlich, das in einem Blechrahmen auf der rückwärtigen Verlängerung des Grundrahmens untergebracht ist und aus 50 t Magneteisenstein besteht.

Bemerkenswert ist die Art und Weise, wie der Durchhang der Förderseile aufgenommen wird. Es sind zu diesem Zweck an 2 besondern Tragseilen in bestimmten Abständen drei leichte Holzquerstücke aufgehängt, auf die sich besonders das Hubseil, das bei unbelasteter Flasche dem größten Durchhang unterworfen ist, auflegt. Diese Anordnung hat sich im Betriebe durchaus bewährt, und es kann dabei auch eine hohe Katzenfahrgeschwindigkeit erzielt werden, die im vorliegenden Fall über 5 m/sk beträgt. Bekanntlich werden bei amerikanischen Ausführungen zur Aufnahme des Seildurchhanges meistens sogenannte Reiter angeordnet, die von der Laufkatze aufgenommen werden. Die Stoßwirkung, die beim Anfahren der Laufkatze gegen den Reiter entsteht, setzt jedoch der Fahrgeschwindigkeit eine ziemlich niedrige Grenze.

Innerhalb der Steuerung ist eine Vorkehrung getroffen, daß die Förderkübel nicht gerade über einer solchen Seilstütze gesenkt werden können, womit einer Zerstörung der Holzquerstücke vorgebeugt ist.

Die Kohle wird ausschließlich in Kübeln befördert, da die häufig sehr kleinen Luken der Dampfer und Segelschiffe die Anwendung von Selbstgreifern nicht zuließen. Die Kübel von besonders leichter Bauart haben 1,3 cbm Inhalt und fassen 1000 bis 1100 kg Kohle. Sie vermögen sich an jeder beliebigen Stelle der Fahrbahn ohne Zutun eines Arbeiters vollkommen selbsttätig zu entleeren. Nach dem Entleeren kehrt der Kübel von selbst in seine normale Lage zurück.

Die Laufkatze wird mit höchstens 1500 kg belastet, und für diese Last ist die Hauptbetriebswinde bemessen. Letztere, eine verbesserte Bleichertsche Dreitrommelmaschine von 900 und 1600 mm Trommeldurchmesser, Fig. 4, wird durch einen Hauptstrommotor von 40 PS_e bei 385 Uml./min angetrieben und erteilt der Last eine Hubgeschwindigkeit von 90 m und eine Fahrgeschwindigkeit von 320 m/min.

Da die Kosten für die ungewöhnlich langen Hebe- und Fahrseile nicht unbeträchtlich sind, so mußte auf tunlichste Schonung der Seile im Betriebe besondre Rücksicht genommen werden. Aus diesem Grunde haben sämtliche Seilrollen sehr große Durchmesser erhalten; die Unterflasche wird überdies in die Laufkatze eingehängt, die zu diesem Zweck als sogenannte selbsttätige Katze ausgebildet ist. Hierdurch wird erreicht, daß das Hubseil beim Katzenfahren nicht unter Spannung über die Unterflaschenrolle zu laufen braucht, ein Umstand, der nach den Betriebserfahrungen von ganz erheblichem Einfluß auf die Lebensdauer des Seiles ist. Besondres Gewicht mußte auch auf eine möglichst leichte Bauart der Laufkatze selbst gelegt werden, einerseits aus Rücksicht auf die Tragseile, anderseits um möglichst geringe Beschleunigungswiderstände beim Fahren zu erhalten. Das Gewicht der Laufkatze, deren Schilde an den Radsätzen auf Gummiplatten pendelnd aufgehängt sind, beträgt nur 365 kg bei einer Tragfähigkeit von 2000 kg.

Alle Bewegungen der Kabelbahn bis auf die Fahrbewegung der Gegengewichtstütze werden in einem in Höhe der Schutzbrücke seitlich an der Auslegerstütze angebrachten Häuschen gesteuert. Von hier aus hat der Maschinist einen ungehinderten Ueberblick über das ganze Arbeitsfeld. Es kommt jedoch vor, daß der Kranführer bei Schiffen mit sehr engen Luken den Kübel nicht bis zu seiner tiefsten Stellung innerhalb des Schiffes mit den Augen verfolgen kann, wie es ihm auch bei nebligem Wetter unmöglich ist, die Laufkatze zu beobachten, wenn sie sich nach der Gegengewichtstütze zu bewegt. Alsdann steuert er alle Bewegungen mit gleicher Schnelligkeit und Genauigkeit nach einem Anzeiger, der unmittelbar neben dem Hebelsatz im Führerhäuschen aufgestellt ist; s. Fig. 5. An diesem Anzeiger liest der Kranführer alle Bewegungen des Kübels, sowohl die senkrechten als auch die wagerechten, je an einem beweglichen Zeiger ab. Strichmarken auf den Anzeigentrommeln geben die jeweilig gewünschte, nicht unmittelbar sichtbare Kübelstellung an. Diese Anzeiger sind bei Verladevorrichtungen mit langen Förderwegen und hohen Betriebsgeschwindigkeiten unentbehrliche Hülfsmittel; sie machen den Kranführer in weiten Grenzen von der unmittelbaren Beobachtung der Last unabhängig, ohne daß ihm die Sicherheit in der Behandlung der Steuerung dadurch im mindesten verloren geht.

Fig. 5. Anzeiger der Kübelbewegung im Steuerhäuschen.

Zum Betriebe der Kabelbahn dient Gleichstrom von 220 V. Die Betriebskosten erweisen sich als sehr gering, da die Firma Joh. Busenitz Nachfolger den Stromerzeuger mit einer Sauggasanlage betreibt. Zur Verwendung gelangen Anthrazitrückstände, die aus der Aufbereitungsanlage abfallen und im Handel nicht verwertet werden können.

Die Montage der Kabelbahn, die hauptsächlich in die Wintermonate fiel, ist in verhältnismäßig kurzer Zeit beendet worden. Mit der Aufstellung der eisernen Stützen wurde Anfang Januar 1904 begonnen, und Mitte April dieses Jahres war die Kabelbahn fertig. Die Inbetriebsetzung verzögerte sich etwas, da das elektrische Kraftwerk und die Anschlußleitungen erst am 30. Mai vollendet waren.

Das Einregeln und Einlaufen der Windenmaschinen war

[1]) s. Z. 1902 S. 1771.

in 2 Tagen beendet. Alsdann wurden ohne die geringste Störung im vollen Betriebe die in kurzen Zwischenräumen einlaufenden Seedampfer entladen. Die Garantieversuche ergaben, daß ein Kranspiel, welches mit 90 sk gewährleistet

Die Länge der Katzenfahrbahn beträgt 69 m, wovon rd. 33,5 m auf den festen Mittelbau der Brücke, rd. 21 m auf den landseitigen festen Ausleger und rd. 14,5 m auf den maschinell aufklappbaren wasserseitigen Ausleger entfallen.

Fig. 6. Verladebrücke.

war, ohne übermäßige Anstrengung der Maschine in 80 sk geleistet wurde.

Die Uebernahme seitens der Firma Joh. Busenitz Nachfolger erfolgte, nachdem die Kabelbahn 6 Wochen in ununterbrochenem Betrieb erprobt worden war, am 11. Juli 1904.

Zusammen mit der Kabelbahn gelangte auch die anfangs erwähnte Verladebrücke zur Ausführung, Fig. 6, die, als zur Gesamtanlage gehörig, hier ebenfalls kurz erwähnt werden möge.

Sie dient hauptsächlich zum Be- und Entladen der Eisenbahnwagen. Die Förderung vollzieht sich fast durchweg zwischen zwei bestimmten Endpunkten, die indessen nach Belieben verlegt werden können. Diese Betriebsweise gestattet die vorteilhafte Anwendung einer selbsttätigen Einseil-Laufkatze, die mit einer Eintrommelwinde, Fig. 7, betrieben wird. Die Anlage arbeitet gleichfalls mit selbsttätig entleerenden Kübeln; die Einzellast beträgt 1500 kg. Der 40pferdige Motor erteilt dem gefüllten Kübel eine Hubgeschwindigkeit von 90 m und eine Fahrgeschwindigkeit von rd. 200 m/min.

Fig. 7. Eintrommelwinde.

Das Maschinenhaus ist über die Katzenfahrbahn gelegt, eine Anordnung, die wegen der hochliegenden Massen und der dynamischen Wirkungen auf die Eisenkonstruktion im allgemeinen gern vermieden wird, die jedoch im vorliegenden Falle wesentliche Vorteile in Hinsicht auf die Einfachheit der Seilleitungen bot. Alle Bewegungen werden von einem innerhalb der wasserseitigen Brückenstütze unter der Katzenfahrbahn gelegenen Führerhäuschen aus gesteuert, wobei der Kranführer wiederum durch einen Anzeiger unterstützt wird.

Auch diese Verladevorrichtung unterlag, ebenso wie die Kabelbahn, der behördlichen Genehmigung und Abnahme, und es mußten weitgehende Rücksichten auf die Anbringung von Sicherheitsvorrichtungen an den Maschinen und Verkehrswegen innerhalb der Verladevorrichtungen genommen werden.

Hinsichtlich der Leistungsfähigkeit dieser Verladebrücke galten dieselben Bedingungen wie bei der Kabelbahn, und auch die Garantieversuche hatten ein gleich günstiges Ergebnis.

Thermische Untersuchung an Kompressoren.

Von **Fritz L. Richter**, Berlin.

(Mitteilung aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Charlottenburg.)

(Fortsetzung von S. 1108)

Bei der Darstellung des volumetrischen Wirkungsgrades in vH des Hubvolumens in Fig. 17 bis 19 und Zahlentafel 7 ist der Verlust nach seiner Ursache zerlegt; von oben angefangen:

1) Verlust durch adiabatische Expansion aus dem schädlichen Raum;

2) Verlust durch Wärmeaufnahme während der Expansion bei Annahme des Exponenten $m = 1{,}10$;

3) Verlust durch Anwärmung während des Ansaugens.

Der Verlust unter 1 ist streng genommen überhaupt keiner, sondern nur ein physikalisch begründeter Nachteil in der Ausnutzung des Anlagekapitals und ein Festwert der Maschine. Unter 2 und 3 zeigt sich der Verlust durch Wiederkehr eines Teiles der in die Wandungen aufgenommenen Wärme, und dies sind Verluste, die auch den technischen Wirkungsgrad des Kompressors erheblich beeinflussen. Die Verteilung auf 2 und 3 ist selbstverständlich infolge der Annahme $m = 1{,}10$ in geringen Grenzen willkürlich; die Summe beider Posten ist aber durch Messung gefunden. Die Angabe des Temperaturabfalles während der Expansion mit $m = 1{,}10$ (Zahlentafel 5, Reihe 12) läßt erkennen, daß mit mit Rücksicht auf die große spezifische Oberfläche während der Expansion — vergl. Zahlentafel 2 und Fig. 49 — das Auftreten des Exponenten 1,10 thermisch durchaus möglich

Fig. 17 bis 19.

Darstellung der Beeinflussung der volumetrischen Lieferung.

11 Verlust durch adiabatische Expansion 12 Verlust durch Wärmeaufnahme während der Expansion 13 Verlust durch Erwärmung während des Ansaugens

Fig. 20.

Vergleich der volumetrischen Wirkungsgrade.

Zahlentafel 7. Volumetrischer Wirkungsgrad.

Nr.	Betrieb Nr.		I			II			III		
	Versuch Nr.		1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Druckverhältnis $\frac{p_a}{p_e}$		6,887	5,024	2,964	6,750	4,925	2,910	6,679	4,887	2,896
2	mittlere Lieferung für 1000 Umdrehungen, bezogen auf $p_e\, t_e$ (V_e gemessen)	cbm	30,72	32,82	34,72	30,52	32,54	34,67	28,65	30,87	33,36
3	mittlere Lieferung in vH des freien Hubvolumens von 40,72 cbm für 1000 Umdrehungen	vH	75,5	80,8	85,4	75,0	79,8	85,3	70,5	76,0	82,0
4	volumetrischer Verlust durch adiabatische Expansion aus dem schädlichen Raum = 3,69 vH, in vH des freien Hubvolumens	»	10,8	7,9	4,3	10,6	7,8	4,2	10,5	7,7	4,2
5	volumetrischer Verlust durch Expansion mit $m = 1{,}10$ aus dem schädlichen Raum, in vH des freien Hubvolumens	»	17,6	12,3	6,2	17,2	12,0	6,0	17,0	11,9	6,0
6	volumetrischer Verlust durch Wärmerückgabe während der Expansion (Reihe 5 − 4), vH des freien Hubvolumens	»	6,8	4,4	1,9	6,6	4,2	1,8	6,5	4,2	1,8
7	volumetrischer Verlust durch Erwärmung der angesaugten Luft (100 − Reihe 3 + 5), vH des freien Hubvolumens	»	6,9	6,9	8,4	7,8	8,2	8,5	12,5	12,1	11,8
8	scheinbare Volumenlieferung nach dem Indikatordiagramm	vH	80,9	86,5	91,5	81,2	85,7	92,7	79,9	86,1	91,6

Fig. 21 bis 23.

Verteilung der indizierten Kompressionsarbeit.

1 Verlust durch Anwärmen während des Saugens
2 Verlust durch Wärmeaufnahme während der Expansion
3 Ersparnis durch Abweichung von der adiabatischen Kompression
R Rest des schädlichen Einflusses der Wandungen
4 Verluste durch Drossel- und Massenwirkungen
---- Nutzarbeit bei Verwendung der beim Austritt vorhandenen Kompressionswärme = thermischer Wirkungsgrad

erscheint. Zum leichteren Vergleich sind in Fig. 20 die Kurven für den volumetrischen Wirkungsgrad bei den verschiedenen Betriebszuständen übereinander aufgezeichnet.

Zu dem erheblichen Nachteil des Betriebes III (zusammengezogener Dampf-Luft-Zylinder), sei erwähnt, daß dieser einem ganz außergewöhnlichen Kompressor gegenübergestellt worden ist, weil nach später folgender Betrachtung gerade die Auskühlung des Vorderzylinders durch Spülluft den volumetrischen Wirkungsgrad bei Betrieb I und II wesentlich verbessert.

Zu den kleinen Werten des volumetrischen Wirkungsgrades sei bemerkt, daß zum Vergleich mit ihnen Angaben aus der Praxis nur mit äußerster Vorsicht benutzt werden können. Messung aus dem Indikatordiagramm einerseits, anderseits Auffüllen eines Windkessels ohne Drosselventil zwischen ihm und dem Kompressor und Angabe des gemessenen volumetrischen Wirkungsgrades für den mittleren oder gar höchsten Ueberdruck, Vernachlässigung der Temperatur und des Temperaturanstieges im Windkessel, Vernachlässigung des Umstandes, daß der äußere Luftdruck gleich Ansaugespannung in kg/qcm meist größer ist als 1,00, alles dies sind häufig Ursachen, jenen Wirkungsgrad höher erscheinen

Fig. 24.

Vergleich der gesamten Nutzeffekte.

zu lassen, als er tatsächlich ist[1]).

An sich ist der volumetrische Wirkungsgrad nur ein Maß für die Ausnutzung des Anlagekapitals. Ein Teil des Verlustes, und zwar der, welcher durch Wärmerückgabe während der Expansion und des Ansaugens verursacht wird, beeinflußt indessen in hohem Maße das Arbeitsverhältnis. In Zahlentafel 8 und Fig. 21 bis 24 sowie Diagrammen Fig. 25 bis 27 (nur für Betrieb III) ist die Aufteilung der indizierten Kompressorarbeit in die festgelegte Nutzarbeit (adiabatisches Diagramm aus $p_a t_e$) und in die verschiedenen Verluste vorgenommen. Die graphische Darstellung ist in vH der jeweilig indizierten Arbeit erfolgt.

Die Nutzarbeit in vH, d. h. das Arbeitsverhältnis, nimmt beim Uebergang von Betrieb I auf II wenig, von Betrieb II auf III beachtenswert ab, wie die Uebereinanderzeichnung für die verschiedenen Betriebe in Fig. 24 deutlich erkennen läßt. In jedem Einzelfalle nimmt, wie allgemein bekannt, das Arbeitsverhältnis mit zunehmendem Druckverhältnis deutlich ab. An diese Nutzarbeit schließt sich ein großer Verlust, bedingt durch die Unmöglichkeit, die Luft auf die für adiaba-

[1]) Vergl. die Ausführungen von Lebrecht, Z. 1905 S. 156.

tische Kompression auf Ansaugetemperatur und Gegendruck erforderliche Kompressions-Anfangstemperatur herabzukühlen. Nutzarbeit und dieser Verlust zusammen, gleich dem adiabatischen Diagramm aus Ansaugetemperatur und Druck, zeigen bereits in jedem Fall eine Zunahme mit steigendem Druckverhältnis. Daran schließt sich ein weiterer Verlust dadurch, daß während des Ansaugens sogar eine Vorwärmung der angesaugten Luft stattfindet. Dieser Verlust erfährt beim Uebergang vom Betrieb I auf II eine kleine, von II auf III eine große Zunahme, wie aus der Betrachtung des volumetrischen Wirkungsgrades bereits bekannt ist. Der nächste Verlust wird durch die Erhöhung der Füllungs-Endtemperatur infolge Wärmerückgabe an die Restluft während der Expansion hervorgerufen, wobei der zwischen der adiabatischen und der mit $m = 1{,}10$ angenommenen Expansion wiederkehrende Arbeitswert abgezogen ist. Dieser Verlust ist somit der Kreisprozeß des Restvolumens, das mit $m = 1{,}10$ expandiert und mit $1{,}41$ komprimiert wird, um durch Vermittlung der Wände dauernd Wärme von einer niedrigen auf eine höhere Temperaturzone zu heben. Nach Zufügung dieser drei Verluste liegt adiabatische Kompression aus Vollfüllung und Expansion mit $m = 1{,}10$ vor. Hiergegen tritt eine Ersparnis dadurch auf, daß die nach außen abgeführte Wärme nicht insgesamt im Kompressor auf den vollen Gegendruck gehoben, sondern teilweise bereits während der Kompression abgeführt wird. Diese Ersparnis kommt in dem Arbeitstreifen zwischen adiabatischer Kompression aus Vollfüllung und der wirklich aufgetretenen zur Geltung; sie nimmt durchweg mit steigendem Druckverhältnis zu, und zwar zwischen dem Druckverhältnis 3 und 7 beim Betriebzustand

I	von 4,6 vH	auf 7,6 vH	der
II	» 3,4 »	» 6,6 »	indizierten
III	» 1,3 »	» 9,0 »	Arbeit.

Hierbei ist die Veränderlichkeit des Kompressionsexponenten bereits berücksichtigt. Bei großem Druckverhältnis erscheint der Vorteil des Betriebes III gegenüber I beachtenswert. Diese Arbeitsersparnis durch Annäherung an isothermische Kompression ist ebenfalls in Fig. 24 für die verschiedenen Betriebe übereinander gezeichnet.

Der verbleibende Rest, der als Verlust durch Drossel- und Massenwirkung angegeben ist, ist der Abstand des durch obige Rechnung gefundenen Arbeitsbetrages von dem durch Planimetrierung sämtlicher Diagramme ermittelten Arbeitswert. Aus diesem Grunde gestattet der Verlauf dieses Verlustgliedes wiederum einen Einblick in die Zuverlässigkeit der Untersuchung. Daß dieser Arbeitsverlust nicht bloß in vH, sondern stets auch absolut mit zunehmendem Druckverhältnis abnimmt, erklärt ein Blick auf die Diagramme Fig. 25 bis 27; es liegt das hauptsächlich daran, daß das Oeffnen des Saugschiebers stets für das Druckverhältnis 7,0 eingestellt blieb. Die Darstellung der Diagramme für die Betriebe I und II ist unterblieben, da die Unterschiede bei den einzelnen Betriebsarten in der Darstellung der Arbeitsverteilung durch Fig. 21 bis 24 weit besser zum Ausdruck kommen. Fig. 25 bis 27 sollen vor allem die Aneinanderreihung der Verluste vorführen und Beispiele der aufgenommenen Diagramme, die für alle Betriebe denselben Charakter aufweisen, zeigen.

Es ist die Ersparnis angeführt worden, die durch Abführung eines Teiles der Wärme bereits während der Kompression erreicht ist. Wichtiger ist es, darauf hinzuweisen, daß die Ersparnis in jedem Falle kleiner ist als die Schädlichkeit der Wärmerückgabe der Wände während der Expansion und des Ansaugens, so daß selbst beim einfachwirkenden Kompressor mit Mantelkühlung und Luftspülung auf der vorderen Kolbenseite ein schädlicher Restbetrag durch die Wärmebewegung der Wände bestehen bleibt. Dieser Rest ist in Fig. 21 bis 23 durch Strichelung hervorgehoben und läßt durch seine Größe deutlich erkennen, daß man nicht während der Kompression, sondern während des Ansaugens auf Verkleinerung des Ar-

Fig. 25 bis 27. Diagramme für Betrieb III.

1 adiabatische Nutzarbeit aus $p_a t_e$
2 Verlust durch Unmöglichkeit der Unterkühlung
3 Verlust durch Wärmeaufnahme während des Ansaugens
4 u. 5 Differenzverlust durch Wärmeaufnahme während der Expansion
6 Ersparnis durch Wärmeabgabe während der Kompression
7 Verluste durch Drossel- und Massenwirkungen

Zahlentafel 8. Arbeitsverteilung.

Nr.	Betrieb		I			II			III		
	Versuch		1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Druckverhältnis $\frac{p_a}{p_e}$		6,887	5,024	2,964	6,750	4,925	2,910	6,679	4,887	2,896
2	Fördervolumen für 1000 Umdrehungen bezogen auf $p_e\,t_e$	cbm	30,72	32,82	34,72	30,52	32,54	34,67	28,65	30,87	33,36
3	adiabatisches Nutzdiagramm der geförderten Luft aus $p_a\,t_e$ für 1 Umdrehung	mkg	463	430	338	466	435	332	442	415	322
4	adiabatisches Diagramm der geförderten Luft aus $p_e\,t_e$ für 1 Umdrehung	»	812	688	452	812	691	454	768	662	440
5	adiabatisches Diagramm der geförderten Luft aus p_e und der Ansaugeendtemperatur für 1 Umdrehung	»	887	750	497	900	761	501	906	766	504
6	Diagramm bei adiabatischer Kompression aus Vollfüllung und Expansion mit $m = 1,10$ für 1 Umdrehung	»	923	766	505	933	777	506	945	785	509
7	Diagramm für Kompression wie aufgetreten, einschließlich Veränderlichkeit des Exponenten, Expansion mit $m = 1,10$, ohne Ueber- und Unterschneidung der Druckgrenzen	»	851	712	480	873	742	487	858	746	502
8	indiziertes Kompressordiagramm für 1 Umdrehung	»	914	790	570	917	802	586	915	816	594
9	Arbeitsverteilung in vH der indizierten Kompressorarbeit: Arbeitsverhältnis = adiabatisches Nutzdiagramm aus $p_a\,t_e$ (Reihe 3)	vH	50,5	54,3	59,4	50,7	54,3	57,6	46,8	50,9	54,2
10	adiabatisches Diagramm aus $p_e\,t_e$ (Reihe 4)	»	88,9	87,2	79,3	88,5	86,3	77,3	81,3	81,1	74,1
11	» » » p_e mit erwärmter Ansaugeluft (Reihe 5)	»	97,5	94,9	87,3	98,3	95,1	85,6	96,2	91,0	84,9
12	adiabatisches Diagramm aus Vollfüllung bei Expansion mit $m = 1,10$ (Reihe 6)	»	100,9	97,2	88,7	101,6	96,9	86,4	100,0	96,2	85,8
13	Diagramm aus Vollfüllung, aufgetretene Kompressionskurve, Expansion mit $m = 1,10$ (Reihe 7)	»	93,3	90,0	84,1	95,0	92,5	83,0	91,0	91,3	84,5
14	Verlust in vH der indizierten Kompressorarbeit: Nutzarbeit aus Reihe 9	vH	50,5	54,3	59,4	50,7	54,3	57,6	46,8	50,9	54,2
15	Verlust durch Unmöglichkeit der Unterkühlung unter Ansaugetemperatur t_e (Reihe 10—9)	»	38,4	32,9	19,9	37,8	32,0	19,7	34,5	30,2	19,9
16	Verlust durch Anwärmung während des Ansaugens (Reihe 11—10)	»	8,6	7,7	8,0	9,8	8,8	8,3	14,9	12,9	10,8
17	Verlust durch Wärmerückgabe während der Expansion (Reihe 12—11)	»	3,4	2,3	1,4	3,3	1,8	0,8	3,8	2,2	0,9
18	Gesamtverlust durch Wärmerückgabe der Wände (Reihe 16 + 17)	»	12,0	10,0	9,4	13,1	10,6	9,1	18,7	15,1	11,7
19	Ersparnis durch Wärmeabgabe an die Wände während der Kompression (Reihe 12—13)	»	7,6	7,2	4,6	6,6	4,4	3,4	9,0	4,9	1,3
20	schädliche Restwirkung durch die Wärmebewegung der Wände (Reihe 18—19)	»	4,4	2,8	4,8	6,5	6,2	5,7	9,7	10,2	10,4
21	Verlust durch Drossel- und Massenwirkungen Restbetrag (100 — Reihe 13)	»	6,7	10,0	15,9	5,0	7,5	17,0	9,0	8,7	15,5
22	adiabatisches Nutzdiagramm der geförderten Luft aus $p_a\,t_a$ für 1 Umdrehung	mkg	741	645	446	781	680	469	760	676	473
23	dasselbe in vH des indizierten Kompressordiagrammes = thermischer Wirkungsgrad	vH	81,2	81,6	78,3	85,1	84,8	80,0	80,3	82,9	79,8

beitsbedarfes einer Kompressionsanlage für kalte Druckluft einwirken sollte.

Ist die hohe Kompressionstemperatur ausnutzbar, so ist der Kompressor ohne Druckleitung zu betrachten, und der thermische Wirkungsgrad (adiabatisches Diagramm aus Austrittstemperatur und Austrittsdruck) ist maßgebend. Dieser Wirkungsgrad ist in Zahlentafel 8 mit aufgenommen und in Fig. 21 bis 23 punktiert eingetragen sowie in Fig. 24 für die verschiedenen Betriebe übereinander gezeichnet. Er ist weit weniger vom Druckverhältnis abhängig als das Arbeitsverhältnis und nimmt mit zunehmendem Druckverhältnis bei Betrieb I und II erst mehr, dann weniger zu, bei Betrieb III erst zu und dann wieder ab. Da das ungünstige Verhalten des Riedler-Stumpf-Kompressors (III) hinsichtlich des Arbeitsverhältnisses durch Erwärmung während der Ansaugung verursacht ist, so ist der Betrieb III beim thermischen Wirkungsgrad den Betrieben I und II ebenbürtig und kommt bei kleinem Druckverhältnis dem Betrieb II, bei großem dem Betrieb I nahe.

Die der erörterten Arbeitsverteilung parallel gehende Wärmebewegung sei durch Zahlentafel 9 und Fig. 28 bis 30 klargelegt.

Bei wärmetheoretischen Betrachtungen kann der Nullpunkt für die in Frage kommenden Wärmewerte willkürlich angenommen werden. Hier ist zur Erzielung möglichst übersichtlicher Diagramme der aus der Ansaugeluft der Druckluft zugeführte Wärmewert gleich null gesetzt. Von diesem Nullpunkt, dessen absolute Lage nebensächlich, ist nach oben und unten in den üblichen technischen Wärmeeinheiten gemessen; die Angaben beziehen sich auf 1000 Umdrehungen.

Außer der bis null aufgetragenen Wärme, einem Teil der in der Ansaugeluft enthaltenen, wird der Druckluft zunächst der Wärmewert des ganzen Diagramms der adiabatischen Kompression auf Austrittsdruck und Temperatur $t_a\,p_a$ (vergl. Diagramm Fig. 7) zugeführt. Er ist in Fig. 28 bis 30 als Abstand der Linien 0 und 1 dargestellt; davon entfällt der Abstand 1-2 auf die im schädlichen Raume zurückbleibende Restluft und wird von dieser sofort als adiabatisches Expansionsdiagramm in Form von Arbeit zurückgegeben. Der Abstand 0-2 ist also die aus den Arbeitsdiagrammen der gelieferten Luft zugeführte Wärme, und bis zur Kurve 2 ist die Gesamtwärme der geförderten Luft aufgetragen. Der über das erwähnte, für den thermischen Wirkungsgrad bereits benutzte adiabatische Kompressionsdiagramm nach $p_a\,t_a$

hinausragende Teil des wirklichen Kompressionsdiagrammes wird als Wärme an die Wandungen abgeführt; der Betrag ist als Fläche 0-3 nach unten aufgetragen. Dieser im Volumen-Druck-Diagramm nach oben immer spitzer werdende Arbeitstreifen ist erforderlich, um die im Kompressor aus der eingeführten Luft an die Wandungen abgeführten Wärmebeträge, die in der Fläche 0-6 nach oben aufgetragen sind, auf den höheren Druck und die Temperatur, bei der die Abführung erfolgt, zu heben. Bis zu Kurve 6 ist demnach die gesamte mit der Ansaugeluft dem Kompressor zugeführte Wärme aufgetragen, während nur der bis 0 aufgetragene Wärmebetrag in die Druckluft übergeht. Unter der Annahme, daß an der Meßstelle der Austrittstemperatur t_a gegenseitige Bewegung der Luft nicht mehr stattfindet, ist der in der Fläche 3-4 aufgetragene Wärmewert des durch Drosselung und Massenwirkungen verbrauchten Diagrammteiles ebenfalls von den Wandungen aufgenommen worden. Während der Kompression und des Auspuffes ist im ganzen von den Wandungen der zwischen den Kurven 6 und 4 enthaltene Wärmewert aufgefangen, und zwar 0-6 aus dem Wärmebestand der angesaugten Luft, 0-4 aus dem Wärmewert der aufgewendeten Arbeit. Während der Expansion mit dem zu 1,10 angenommenen Exponenten wird als Wärmewert der Abstand 6-7 an die expandierende Luft zurückgegeben. Da die Rückgabe bei mehr oder weniger höherem als dem Ansaugedruck erfolgt, wird dabei noch ein Arbeitsdiagramm geleistet, dessen Wärmewert, im Abstand 4-5 aufgetragen, ebenfalls von den Wandungen hergegeben wird. Während der Ansaugung wird weiter der in Fläche 7-8 aufgetragene Wärmewert von den Wandungen an die angesaugte Luft zurückgegeben, wodurch diese, wie früher angegeben, auch noch erwärmt wird; eine Arbeitsleistung

Fig. 28 bis 30. Wärmeverteilung.

0 bis 1 Wärmewert des adiabatischen Kompressionsdiagrammes aus $t_a p_a$
1 bis 2 Wärmewert des adiabatischen Expansionsdiagrammes aus $t_a p_a$
0 bis 2 Wärmewert des adiabatischen Nutzdiagrammes aus $t_a p_a$
0 bis 3 von dem aufgetretenen Kompressionsdiagramm an die Wände gegebene Wärme
3 bis 4 Wärmewert des durch Drosselung und Massenwirkungen verbrauchten Diagrammes
4 bis 5 an das Expansionsdiagramm mit $m = 1{,}10$ von den Wänden in Form von Arbeit zurückgegebene Wärme
2 bis 5 Wärmewert des gesamten indizierten Kompressionsdiagrammes
0 bis 6 von den Wänden während der Kompression und des Auspuffes aus der Luft aufgenommene Wärme
6 bis 7 von den Wänden während der Expansion an die Restluft zurückgegebene Wärme
7 bis 8 von den Wänden an die angesaugte Luft zurückgegebene Wärme
0 bis 8 durch Ausstrahlung verlorene Luftwärme, wenn 8 unter 0 negativ
0 bis 5 durch Ausstrahlung verlorene Arbeitswärme
8 bis 5 durch Ausstrahlung verlorene Gesamtwärme
4 bis 6 von den Wänden aufgefangene Gesamtwärme
4 bis 5 u. 8 bis 6 von den Wandungen zurückgegebene Gesamtwärme

Zahlentafel 9. Wärmevorgänge im Kompressor.

Nr.	Betrieb		I			II			III		
	Versuch		1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Druckverhältnis $\frac{p_a}{p_e}$		6,887	5,024	2,964	6,750	4,926	2,910	6,679	4,887	2,896
2	Wärmeäquivalent der indizierten Arbeit (aus Zahlentafel 8 Reihe 8)	WE	2140	1850	1335	2150	1880	1375	2215	1915	1390
3	Wärmeäquivalent des adiabatischen Nutzdiagrammes aus $p_a t_a$ (Zahlentafel 8 Reihe 22)	»	1738	1512	1047	1834	1593	1100	1780	1589	1110
4	Wärmeäquivalent des adiabatischen Expansionsdiagrammes	»	364	230	99	362	232	98	361	231	98
5	Wärmeäquivalent des Kompressionsdiagrammes auf $p_a t_a$ (Reihe 3 + 4)	»	2102	1742	1146	2196	1825	1198	2141	1820	1208
6	Wärmeäquivalent des aufgetretenen Kompressionsdiagrammes einschl. Expansionsdiagramm mit $m = 1{,}10$	»	2436	1942	1236	2488	2016	1250	2458	2020	1284
7	Wärmeäquivalent des Expansionsdiagrammes mit Exponent $m = 1{,}10$	»	437	272	110	440	276	108	443	269	108
8	aus dem Kompressionsdiagramm an die Wände abgegebene Wärme (Reihe 6 — 5)	WE	334	200	90	292	191	52	317	200	76
9	an das Expansionsdiagramm von den Wänden zurückgegebene Wärme (Reihe 7 — 4)	»	73	42	11	78	44	10	82	38	10
10	Gewicht der angesaugten Luft $G = 1{,}293 \frac{p_e}{1{,}033} \frac{273}{T_e} V_e$	kg	36,78	39,22	41,49	38,63	41,05	43,89	36,81	39,85	43,06
11	Gewicht der Restluft $g = 1{,}293 \frac{p_a}{1{,}033} \frac{273}{T_a} 1{,}50$	»	7,72	6,02	3,92	7,66	5,94	3,92	7,48	5,81	3,84
12	Gewicht der am Hubende eingeschlossenen Luft $G + g$	»	44,50	45,24	45,41	46,29	46,99	47,81	44,29	45,66	46,90
13	Temperatur ist am Hubende höher als adiabatische Kompression auf $p_a T_a$ verlangt, t'	°C	64,7	51,3	36,7	55,6	41,9	24,4	67,2	46,9	24,6
14	von den Wänden während Kompression und Auspuff aus der Luft aufgenommene Wärme $0{,}238\,(G + g)$, t'	WE	685	553	396	612	469	277	708	510	274
15	die mit $m = 1{,}10$ expandierte Restluft ist wärmer als die adiabatisch expandierte Restluft, t''	°C	125,2	103,3	70,1	125,6	105,2	69,8	128,1	107,7	71,8
16	von den Wänden während der Expansion an die Restluft zurückgegebene Wärme $= 0{,}238\, g\, t''$	WE	229	148	65	229	147	65	228	148	65
17	die angesaugte Luft wird bis zum Hubende erwärmt (Zahlentafel 5 Reihe 5) um t'''	°C	27,5	25,7	29,0	29,5	28,6	29,2	50,4	45,3	41,2
18	während der Ansaugung von den Wänden zurückgegebene Wärme $0{,}238\, G\, t'''$	WE	240	240	284	271	280	304	440	430	423
19	Wärmeäquivalent des durch Drossel- und Massenwirkungen verbrauchten Diagrammes [Reihe 2 — (6 — 7)]	WE	141	190	209	102	140	233	200	164	214
20	von den Wänden während der Kompression und des Auspuffes aufgenommene Gesamtwärme (Reihe 8 + 14 + 19)	»	1160	943	695	1006	800	562	1225	874	564
21	von den Wänden während der Expansion und des Ansaugens zurückgegebene Gesamtwärme (Reihe 9 + 16 + 18)	»	542	430	360	578	471	379	750	616	498
22	durch die Wände nach außen abgeführte Wärme (Reihe 20 — 21)	»	618	513	335	428	329	183	475	258	66

kommt durch diese Rückgabe beim Ansaugedruck nicht zustande. Während der Expansion und Ansaugung wird im ganzen der Wärmewert 6-8 in Form von Luftwärme und 4-5 in Form von Arbeit von den Wandungen zurückgegeben. Nur der zwischen beiden verbleibende Rest 8-5 der von den Wandungen aufgefangenen Wärme 4-6 wird nach außen abgeführt.

Da wegen der Annahme des Expansionsexponenten die Einteilung der von den Wänden an die Luft zurückgegebenen Wärme (Abstand 6-8) in Rückgabe während der Expansion (6-7) und während des Ansaugens (7-8) nicht sicher feststeht, ist die Kurve 7 punktiert gezeichnet. Die Geringfügigkeit des Arbeitswertes durch Wärmerückgabe während der Expansion (Abstand 4-5) bei dem niedrigen Exponenten 1,10 läßt erkennen, daß diese Annahme keine große Abweichung von der Tatsache zuläßt.

Die Drosselfläche des Diagrammes wäre genauer betrachtet in einen Teil für Kompressions- und Auspuffhub und einen zweiten für Expansions- und Ansaugehub zu zerlegen. Nur der erste wäre als Wärmeaufnahme der Wände anzuführen; der Wärmewert des zweiten wäre als unmittelbar in die Ansaugeluft übergeführt anzusehen und die Wärmerückgabe der Wände um diesen Betrag zu entlasten. Bei der vorliegenden vereinfachten Betrachtung sind demnach Wärmeaufnahme und -rückgabe der Wände um einen gleichen Betrag zu hoch angegeben; die Differenz sowie die Wärmeaufnahme der Ansaugeluft werden hierdurch nicht beeinflußt.

Wie bereits erwähnt, stellt der Abstand 2-0 das Nutzdiagramm für Ausnutzung der Kompressionstemperatur dar; das gesamte aufgewendete Diagramm ist in 2-5 wiedergegeben, so daß das Verhältnis $\frac{2\cdot0}{2\cdot5}$ den thermischen Wirkungsgrad angibt. Wird in der Druckleitung die Luft bis auf die Ansaugetemperatur abgekühlt, so geht in ihr noch der zwischen 2 und 6 aufgetragene Wärmewert verloren.

In Fig. 31 bis 33 sind die Wärmevorgänge im Kompressor als Sankey-Diagramm für die Versuche Nr. 1 mit dem Druckverhältnis ~ 7 dargestellt. Für leichte Erkenntnis der Bewegung der in Fig. 28 bis 30 aneinandergereiht aufgetragenen Wärmewerte wird diese Darstellung vorteilhaft sein.

In erster Linie ist aus dieser Darstellung die erhebliche Einwirkung der Wandungen zu ersehen, zu deren Betrachtung die Uebereinanderzeichnung der gleichen Kurven für die verschiedenen Betriebe, Fig. 34 bis 36, zuhülfe genommen sei. Der von den Wandungen während der Kompression und des Auspuffes aufgefangene Wärmewert ist beim Betrieb I mehr als halb so groß wie der Wärmewert der ganzen verbrauchten Arbeit, ein deutliches Zeichen, in wie hohem Maße bei Kolbenmaschinen die Wandungen einwirken; bei den Betrieben

Fig. 31 bis 33.

Sankey-Diagramme für die Wärmevorgänge im Kompressor bei den Versuchen 1 mit dem Druckverhältnis ~ 7.

II und III ist der Wert etwas geringer. Aber nicht dieser ganze Wärmewert wird tatsächlich nach außen abgeführt, sondern ein großer Teil kehrt beim Rückgang des Kolbens nach innen in den Kompressor zurück. Beim Betrieb I, wo die Wärmeabfuhr durch Wasserkühlung unterstützt wird, werden beim Druckverhältnis 3 nur 48 vH, beim Druckverhältnis 7 nur 53 vH der zunächst aufgefangenen Wärme nach außen abgeführt, beim Betrieb II durch Fortfall der Wasserkühlung beim Druckverhältnis 3 nur 32 vH, beim Druckverhältnis 7 nur 43 vH der hier zunächst aufgefangenen Wärme; diese letztere ist beim Druckverhältnis 3 um 19 vH, beim Druckverhältnis 7 um 14 vH geringer als beim Betrieb I. Die nach außen abgeführte Wärme ist beim Druckverhältnis 3 um 90 vH, beim Druckverhältnis 7 um 45 vH für Betrieb I größer als für Betrieb II. Die Wasserkühlung bewirkt hiernach, daß die Wände zwar wesentlich mehr Wärme nach außen abführen, weil sie während Kompression und Auspuff mehr Wärme aufsaugen, hat aber außerordentlich wenig Einfluß auf eine geringere Wärmerückgabe während der Expansion und des Ansaugens. Gerade das letzte ist aber für die Wirtschaftlichkeit des Betriebes weitaus bedeutungsvoller. Zugegeben sei, daß die starke Einwirkung der vorderen Zylinderseite diese Einflüsse überdecken kann; gleichwohl muß behauptet werden, daß die Anwendung von Mantelkühlung durch Wasser auch bei eingehender Betrachtung nur eine geringe Arbeitsersparnis bewirken kann. Es sei allerdings darauf verwiesen, vergl. Fig. 1 bis 3, daß bei der vorliegenden Maschine, einer alten Ausführung, die wassergekühlte Oberfläche nicht weit reicht und gerade den

Fig. 34 bis 36.

Vergleich der Einwirkung der Wandungen.

wesentlichsten Teil am Hubende nicht umfaßt: ein häufiger Mangel der Mantelkühlung an Kompressoren. Anderseits sei beachtet, daß der Fortfall des Luftmantels die Wärmeabfuhr für Betrieb II erhöhen würde.

Wenn man mit Rücksicht auf die Zwecklosigkeit hoher Drucklufttemperatur anstrebt, bereits während der Kompression möglichst viel Wärme in die Wände zu schicken, so erspart dies nur Arbeit bei dem Wärmebetrag, der tatsächlich abgeführt wird; der nach innen zurückkehrende Teil verschlingt im Gegensatz Arbeit, weil er beim Ansaugedruck zurückkehrt, aber bei höherem Druck aufgenommen ist; sein Arbeitsverbrauch ist sogar größer als die durch die tatsächlich abgeführte Wärme erzielte Ersparnis. Hieraus wiederum folgt, daß auch beim Kompressor das Verhältnis der Oberfläche zum Volumen möglichst klein sein soll, da als Rest eine schädliche Einwirkung der Kompressoroberfläche bestehen bleibt, selbst wenn kalte Druckluft erstrebt wird.

(Schluß folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 29. März 1905.

Bayerischer Bezirksverein.

Sitzung vom 11. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Schröter. Schriftführer: Hr. Beck.
Anwesend 48 Mitglieder.

Entwicklung und Leistungen des Vereines deutscher Ingenieure.

(Schluß von S. 1172)

Darauf führt Hr. **Paul Beck** folgendes aus: Einer so beispiellosen Entwicklung gegenüber, wie sie unser Verein nach den heute gegebenen Mitteilungen genommen hat, muß jede Kritik verstummen, und dankbar müssen wir aller derer gedenken, welche zu diesem Erfolge beigetragen haben, nicht zum wenigsten unsres verehrten Hrn. Peters, der unsre Zeitschrift auf eine in jeder Beziehung hohe Stufe zu heben gewußt hat. Ganz besonders ist dieser Erfolg darauf zurückzuführen, daß die Entwicklung der Zeitschrift und der sonstigen Tätigkeit des Vereines stets gleichen Schritt mit der Entwicklung der Technik gehalten hat, obgleich das Zeitmaß sich von Jahr zu Jahr steigerte und der Aktionsradius des Vereines immer größer wurde. Es darf hier noch besonders hervorgehoben werden, daß auch eine weise Mäßigung und Selbstbeschränkung oftmals notwendig war, um einer Zersplitterung der Kräfte zu entgehen, die den Keim des Niederganges in sich getragen hätte, was um so leichter möglich gewesen wäre, als die günstige Finanzlage des Vereines auch weitere Unternehmungen großen Stiles ohne Gefahr gestattet hätte. Mit der fortschreitenden Spezialisierung löste sich mancher Zweig vom Stamme: ich erinnere an den Verein deutscher Eisenhüttenleute, an den Elektrotechnischen Verein, an die Schiffbautechnische Gesellschaft, die weit entfernt davon sind, den Stammverein in den Schatten zu stellen; denn sie alle haben Raum und Zeit zum wachsen.

Um nicht hinter denen, die vor uns so Tüchtiges geleistet haben, zurückzubleiben, müssen wir fleißig Ausguck halten, um den Mann am Steuer aufmerksam zu machen auf alles, was sich unserm Kurse nähert, damit die Entscheidung über eine etwa nötig werdende Aenderung rechtzeitig getroffen werden kann.

Wenn die günstige Finanzlage des Vereines eine freiere Beweglichkeit ermöglicht, dann um so besser; es können somit auch weitere Ziele ins Auge gefaßt werden, die ohne die günstige Lage eine Gefahr bedeuten möchten. Ob mit den verfügbaren Mitteln die Bezirksvereine zu erhöhter und erweiterter Tätigkeit gestärkt werden könnten, ist ebenfalls eine sehr wichtige Frage, an deren Erörterung ich aber jetzt nicht herangehen möchte.

Für eine durchaus erstrebenswerte Erweiterung der Vereinstätigkeit halte ich eine eingehende Behandlung aller wirtschaftlichen Fragen, die in unser Gebiet, wie es durch den Rahmen unsrer Zeitschrift umfaßt wird, hereinreichen, und wiederhole damit eine Forderung, die schon längst und mit der zunehmenden Wichtigkeit dieser Frage für uns immer dringender gestellt wurde, ohne daß es bis jetzt gelungen wäre, einen Schritt vorwärts zu kommen. Das ist nicht zu verwundern, da der Widerstand hauptsächlich von solchen Mitgliedern des Vereines ausgeht, die an seiner Spitze stehen und sich den Dank der andern durch ihre sonstige hervorragende Tätigkeit für ihn erworben haben; sie sind besonders Gegner einer eingehenden und laufenden Berücksichtigung wirtschaftlicher Angelegenheiten in der Zeitschrift, und schon die Behandlung solcher Gegenstände gelegentlich der Hauptversammlungen erscheint ihnen als Attentat auf die wahren Bestrebungen des Vereines.

Angesichts der Entwicklung so scharfer Gegensätze — denn ich weiß, daß viele Kollegen mir bezüglich der Heranziehung der wirtschaftlichen Fragen in das Gebiet der Vereinstätigkeit entschieden beipflichten —, besteht eine zwingende Notwendigkeit, das Für und Wider gründlich, vorurteilsfrei und sachlich zu untersuchen, wozu ich eine Anregung geben möchte, indem ich Ihnen zunächst meinen Standpunkt darlege, wie er sich im Laufe der Erörterungen, welche sich in den Versammlungen des Vereines und Vorstandes an die Frage des Baues eines neuen Vereinshauses knüpften, entwickelt hat. Allen jenen, die eine anderweitige Verwendung der reichen Vereinsmittel anstrebten, wurde erwidert, sie möchten greifbare Vorschläge machen, und wenn nun zwei Anträge des Mannheimer und Breslauer Bezirksvereines, die sich mit der Erhöhung der Ueberweisungen von Mitteln an die Bezirksvereine befassen, weil sie zum Teil in Eile abgefaßt und begründet sind, wohl kaum Annahme finden werden, so ist zu be-

fürchten, daß die Anregung des Vereinslebens, welche durch die Beratung der Angelegenheit des Baues eines neuen Vereinshauses eingesetzt hat, wieder abflauen wird, ohne ein andres Ergebnis gezeitigt zu haben, als daß man weitere 5 Jahre der Entwicklung ihren freien Lauf läßt. Ich möchte deshalb das wachgewordene allgemeine Vereinsinteresse der Beantwortung der Frage zuwenden: Soll sich der Verein sowohl innerhalb der Bezirksvereine als auch in seinen Veröffentlichungen mit technisch-wirtschaftlichen Fragen befassen oder nicht?

Um Klarheit zu gewinnen, wird es zunächst notwendig sein, den Teil des Gebietes der Volkswirtschaft enger zu umgrenzen, der besonders für uns von Interesse und Wichtigkeit ist; das ist nicht das große Gebiet, das mit der Industrie im allgemeinen Sinne im Zusammenhange steht, sondern das kleinere, das die Tätigkeit des Ingenieurs im besondern beeinflußt — klein gegenüber den ins Riesenhafte wachsenden volkswirtschaftlichen Fragen, aber immerhin viel größer, als man auf den ersten Blick glauben möchte.

In der Berufstätigkeit treten sie dem Ingenieur mehr oder weniger nahe, je nach seiner Tätigkeit; der Unterschied liegt nahezu zwischen null und unendlich, denn der rein wissenschaftlich Arbeitende, dem ein gutes Schicksal den Geldbeutel wohl gefüllt erhält, nimmt sie vielleicht überhaupt nicht wahr, während andre, besonders die an der Spitze großer industrieller Unternehmungen stehenden Ingenieure, ihre Tätigkeit fast ausschließlich nach der wirtschaftlichen Seite ausüben. Aber auch der den wirtschaftlichen Dingen abgewendete Gelehrte steht unter deren Einfluß, wenn er ihn auch nicht wahrnimmt, und eine bessere Kenntnis davon wird auch ihm nützlich sein, während sie für die andern geradezu ein dringendes Erfordernis ist.

Die Aufgabe, das uns besonders interessierende Gebiet zu umgrenzen, wird mir durch ein Buch sehr erleichtert, dessen 2. Auflage erst vor kurzer Zeit erschienen ist; es ist »Der Industriebetrieb« von Dr. Max Haushofer, Professor an der Technischen Hochschule in München, außer der »Allgemeinen Gewerkslehre« von Emminghaus wohl das einzige Werk, das sich, wie Haushofer in der Einleitung sagt, die Aufgabe gestellt hat, den angehenden Industriellen in die wirtschaftlichen Eigentümlichkeiten des industriellen Betriebes einzuführen. Das auf breiter Grundlage angelegte Werk Haushofers umfaßt den größten Teil des für den Ingenieur wirtschaftlich Wissenswerten, so im ersten Kapitel das »Wesen der technischen Unternehmung«, im zweiten »Die Grundbedingungen des Industriebetriebes«, darunter: »Das Kapital, der Kredit, der Absatz, die industrielle Politik« usw. Das dritte Kapitel »Die Industrie und die Wissenschaft« enthält einige Stellen, auf welche ich später bei der Behandlung der Wichtigkeit wirtschaftlicher Kenntnisse für den Ingenieur noch zurückkommen werde. Die weiteren Abschnitte behandeln »die Gründung, den Betrieb, den Ertrag und seine Berechnung und die Gewerbepolitik«.

Daß das Buch in der Hauptsache nur Leitsätze und eine ganz allgemeine Behandlung der vielen Kapitel bringt, zeigt, daß sich einerseits mit der besondern Art der Unternehmung eine Spezialisierung ergibt, die nicht in den Rahmen des Buches paßte, daß aber anderseits die Literatur auch wenig Einzelheiten bringt, welche vom Verfasser hätten benutzt werden können, und der ganze so vorzüglich für die Einführung geeignete Inhalt des Buches läßt sofort das Bedürfnis für eine weitere Behandlung des Stoffes in der periodischen Fachliteratur erkennen. Wie wenige und zusammenhanglose Veröffentlichungen gibt es beispielsweise über das wichtige Gebiet des Betriebes von Maschinenfabriken und ähnlichen Unternehmungen! Das liegt nicht nur daran, daß die Kundigen auf diesen Gebieten sehr oft nicht die Zeit zum Schreiben finden, auch oft keine Neigung dazu haben, sondern viel mehr an der meist ganz ungenügenden wirtschaftlichen Vorbildung der Betriebsingenieure selbst, am meisten aber daran, daß eine geeignete Zeitschrift für die Aufnahme solcher Veröffentlichungen fehlt. Der Betriebsingenieur sollte heute nicht mehr nur erster Meister sein, der zur Arbeit antreibt, sondern auch noch neben seiner technischen Tätigkeit Verwaltungsbeamter, der organisiert und der Buchhaltung zum Zwecke richtiger Beurteilung des Gedeihens in die Hände arbeitet. Der Ingenieur, der ohne besondre Anleitung die Betriebsleitung übernimmt, erkennt oft erst nach Jahren den eigentlichen Umfang, auf den er seine leitende Tätigkeit ausdehnen sollte, wenn es meist zu spät ist, kaufmännischem oder auf niedriger Bildungsstufe stehendem technischem Personal die Zügel aus den Händen zu nehmen, welche ohne genügendes Können und Wissen aufs Geratewohl hin geführt werden.

Welch großes, wenig bearbeitetes Gebiet ist die Kalkulation, meist ein loser, an die kaufmännische Verwaltung angegliederter kümmerlicher Zweig, dessen Notwendigkeit nirgends verkannt wird, dessen Ausbau und richtige Fortentwicklung aber trotzdem meist unterbleibt. Hier kann nur ein Austausch der Erfahrungen und Meinungen vor der breitesten Oeffentlichkeit die so sehr notwendige Besserung bringen.

Ich kann mich hier nur auf Andeutungen beschränken und werde deshalb auch das große Gebiet der Ermittlung des Gewinnes nur kurz berühren. Jedermann weiß, daß diesem Zwecke die Buchführung dient oder dienen sollte, denn wenn sie diesen Zweck immer und leicht erreichte, dann müßten auch die immer wiederkehrenden Ueberraschungen aufhören, welche nicht nur Aktionären, sondern auch Aufsichtsräten und Direktoren durch die plötzlich in die Erscheinung tretende Tatsache, daß sie dem Nichts gegenüber stehen, geboten werden. In technischen Betrieben, großen wie kleinen, hat eine nach allgemeinen Formeln angelegte Buchhaltung keinen Wert, sondern sie muß von einem die ganze Fabrikation und Geschäftsführung beherrschenden Geiste durchdrungen und aus diesem heraus angelegt sein. Für die Erstellung der Bilanzen und der Gewinn- und Verlustrechnung spielt die Inventur eine große Rolle. Ueber die Aufnahme der Bestände und über deren Bewertung wäre eine fortgesetzte öffentliche Erörterung wohl am Platze.

Wenn man noch die auf die Gewerbeordnung und Altersversicherung bezüglichen Anforderungen an die Leiter technischer Unternehmungen und alle neueren noch im Wachsen begriffenen Bestrebungen auf dem Gebiete der Wirtschaftspolitik einbezieht, so ergibt sich ein umfangreiches Feld der Tätigkeit für den im Erwerbsleben stehenden Ingenieur, für das ihm der richtige Führer fehlt; nur der lange und beschwerliche Weg der Erfahrung steht ihm in der Regel offen, während eine Schulung auf diesen Gebieten, sei es vorher oder nebenher, große Erleichterung, den Wegfall manch bitterer Erfahrung, dagegen manch ungeahnten Erfolg bringen würde.

Damit komme ich nach einem kurzen Ueberblick über das, was dem Ingenieur im Wirtschaftsleben besonders nahe liegt, auf die Wichtigkeit von Kenntnissen auf diesen Gebieten, die ich durch einen naheliegenden Vergleich klar machen möchte. Die Mathematik ist, wie wir alle wissen, eine in der Technik der Neuzeit überall angewandte Hülfswissenschaft; die gleiche Rolle aber spielt für uns die Wissenschaft der Volkswirtschaft, die wir mit bestem Erfolg in der Industrie zur Anwendung bringen können, wenn wir uns einmal erst ernstlich damit befaßt haben. Die Handelswissenschaften im engeren Sinne sind das, was die niedere Mathematik für die Technik ist, während die Volkswirtschaft im weiteren Sinne der höheren Mathematik gleich gestellt werden kann und einst ebenso wie diese ihre Anwendung zur Lösung der technisch-wirtschaftlichen Fragen finden wird. Es handelt sich also darum, eine weitere Hülfswissenschaft in den Dienst der Technik zu stellen, in welcher bisher die Erfahrung und Uebung das fehlende Glied ersetzt haben. Vielleicht erinnern sich die Herren noch an den Schluß des Vortrages von Professor Schmoller[1]) der auf der Hauptversammlung in München von 1903 sagte: »Das Zeitalter der Maschinentechnik hat der Menschheit ein neues, unendlich viel besseres und sehr viel schöneres Wohnhaus geschenkt und wird dasselbe in Zukunft noch ganz anders ausbauen. Aber die Menschen, die Parteien, die Klassen haben die neuen Lebensordnungen für die richtige Benutzung dieses Hauses noch nicht gefunden, sie streiten sich um die Räume, während sie einsehen sollten, daß sie in erster Linie zugleich besser, gesitteter, klüger werden müssen, um die neuen Einrichtungen richtig zu benutzen.«

Uns, den Ingenieuren liegt es ob, auch an dieser Hausordnung mitzuarbeiten, klüger zu werden und die Zwecke zu kennen, denen wir das Haus im weiteren Ausbau anpassen müssen.

Das sind die hohen Ziele, die wir durch die Schulung in wirtschaftlichen Dingen erstreben müssen, wenn sie auch in größerer Ferne liegen und erst auf langem Wege zu erreichen sein werden. Die näher liegenden haben aber schon zu lange eine Vernachlässigung erfahren, und es ist dringend nötig, daß hier der Hebel angesetzt wird, um mit dem Verständnis für die Sache auch die richtigen Bestrebungen einzuleiten. Dann wird auch mit der richtigen Ausbildung kein Mangel mehr an leitenden Persönlichkeiten zu empfinden sein, die nicht nötig haben, sich in der praktischen Ausübung rein wirtschaftlicher Tätigkeit von solchen leiten lassen zu müssen, die auf niedrigerer Bildungsstufe stehen und nur ihren Instinkten folgen.

Die freie Unternehmung, die offene Gesellschaft ist jetzt die Hauptform in der Produktion geworden, und immer größer werden die Unternehmungen, sie tragen immer mehr einen

[1]) s. Z. 1903 S. 1165.

offiziellen Stempel, und an ihrer Spitze sollten Ingenieure stehen, die den wirtschaftlichen Anforderungen ebenso gewachsen sind wie denen, welche durch die Anwendung der Mathematik in der Technik gestellt werden. Noch steht an den ersten Stellen der Industrie der Kaufmann ebenbürtig neben dem Ingenieur, und aus der Empfindung heraus, daß ihm dieser Standpunkt bald streitig gemacht werden könnte, hat er die Handelshochschulen gegründet, die ihm die Ebenbürtigkeit erhalten sollen. Deshalb ist unserseits keine Zeit zu verlieren, um das nachzuholen, was wir bisher an wirtschaftlicher Ausbildung versäumt haben. Dazu beizutragen, halte ich für eine würdige Aufgabe des Vereines deutscher Ingenieure, der in seinen Mitgliedern die geistigen und in seinem Vermögen die materiellen Mittel besitzt, um hier tatkräftig einzugreifen. Ich glaube deshalb die eingangs gestellte Frage, ob sich der Verein mit technisch-wirtschaftlichen Fragen befassen soll, mit »Ja« beantworten zu dürfen, und wenn auch ein maßgebender Teil der Vereinsmitglieder nicht freudig in dieses »Ja« einstimmt, so bin ich doch mit vielen andern überzeugt, daß auch sie einst an den Erfolgen die Notwendigkeit und Ersprießlichkeit dieser Erweiterung der Vereinstätigkeit erkennen werden.

Was technische Zeitschriften auf diesem Gebiete bringen, ist ganz bedeutungslos und geht nicht über den Rahmen von Zeitungsartikeln hinaus; es fehlt ihnen der Ernst und die Tiefe, wie sie in unsrer Zeitschrift zu finden sind, welche sie zu so hohem Ansehen gebracht haben. Deshalb muß es ein Bestreben des Vereines werden, auch hier im Interesse seiner Mitglieder wie der ganzen durch sie vertretenen Industrie ein Organ für wirtschaftlich-technische Angelegenheiten zu schaffen, das wohl am besten neben der Zeitschrift zunächst als eine Monatschrift erscheinen sollte, die ohne besondres Entgelt allen Mitgliedern des Vereines zuzustellen wäre.

In zweiter Linie möchte ich wirtschaftliche Kurse für in der Praxis stehende Ingenieure befürworten; wir würden damit dem Vorgange der Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung von der Akademie für Sozial- und Handelswissenschaften in Frankfurt a/M. folgen, die im vorigen Jahre zu einem 12tägigen Kursus in Frankfurt im Oktober auch unsre Bezirksvereine eingeladen hat; doch war es vor Beginn der Vereinsabende nicht gut möglich, den Mitgliedern eine entsprechende Mitteilung zu machen; zudem glaubten wir, daß der Hauptverein in der Zeitschrift eine entsprechende Mitteilung bringen würde. Daß dies unterblieb [1]), zeigt die geringe Bereitwilligkeit, auf die wirtschaftlichen Fragen einzugehen, selbst dann, wenn die Gelegenheit so bequem geboten ist, wie in Frankfurt. Allerdings gehen die Kurse in einzelnen Fächern, wie der Lehre über Reichs- und Staatsverfassung, über den Rahmen unsres Bedürfnisses hinaus, während andre, wie Buchführung und Kalkulation, eine besondre Wichtigkeit hätten. Solche Unternehmungen wären aber Sache unsres Vereines, der die Kurse so ausgestalten könnte, daß sie besonders den Bedürfnissen seiner Mitglieder angepaßt werden.

Meines Erachtens wäre es aber verfrüht, mit einem entsprechend weit gehenden Antrage schon jetzt vor den Hauptverein zu treten, vielmehr möchte ich es dem Bayrischen Bezirksverein als eine dankenswerte Aufgabe empfehlen, die hier neuerdings gegebene Anregung aufzunehmen und die Vorbereitung und weitere Begründung des Planes durch einen Ausschuß in die Hand nehmen zu lassen und diesem auch die Mittel hierzu zur Verfügung zu stellen. Ich denke da hauptsächlich an die Beschaffung der einschlägigen Literatur und die Zuziehung von außerhalb des Vereines stehenden Fachmännern und Sachverständigen.

Ich stelle deshalb den Antrag:

Der Bayerische Bezirksverein möge eine Kommission von 5 Mitgliedern ernennen zu dem Zwecke:

1) die Frage zu untersuchen, ob es sich empfiehlt, wirtschaftliche Kurse für in der Praxis stehende Ingenieure, zunächst vom Bayrischen Bezirksverein mit Unterstützung des Hauptvereines ausgehend, zu veranstalten und bejahenden Falles dieses Projekt weiter auszubilden;

2) ein Programm für die Herausgabe einer wirtschaftlichen Monatschrift oder Vierteljahrschrift des Vereines deutscher Ingenieure aufzustellen und die Notwendigkeit dieses Unternehmens zu begründen.

Der Bericht des Ausschusses wäre mit dem Beginne des Winterhalbjahres zu erwarten.

Ich gehe bei der planmäßigen Inangriffnahme dieser Angelegenheit von der Erwägung aus, daß es sich empfiehlt, in den einzelnen Bezirksvereinen besondre Gebiete zu bearbeiten und dem Hauptverein möglichst fertig zu unterbreiten, und

[1]) Diese Behauptung trifft nicht zu; in Z. 1904 S. 1237 ist jener Vortragskursus angekündigt worden. Die Redaktion.

daß in solchen Fällen der letztere um eine Geldunterstützung angegangen werden soll, wenn die Mittel des Bezirksvereines nicht ausreichen.

Ich bedaure lebhaft, daß es mir nicht vergönnt war, meine Ausführungen dem Hrn. Vereinsdirektor zu Gehör zu bringen, um schon jetzt seine Meinung darüber zu erfahren, wodurch auch die Verhandlung sicher belebt worden wäre, hoffe aber, daß die Herren auch ohnedies Gelegenheit nehmen werden, sich zu dem behandelten Gegenstand recht freimütig zu äußern.

Zum Schluß möchte ich noch daran erinnern, wie sehr unser Wirtschaftsleben zurzeit unter dem Einfluß einer wenig gewissenhaften Moral leidet, die nach dem Grundsatz handelt, »sich auf Kosten andrer zu bereichern«, deren Vertreter hauptsächlich unter den nicht produktiv schaffenden Gliedern des Kaufmannstandes zu finden sind, und in dem Bestreben nach einer Besserung dieser Verhältnisse und nach einer höheren Stufe des Erwerbslebens sind wir Ingenieure am ersten berufen, in den Vordergrund zu treten, was wir am besten dadurch erreichen, wenn wir uns auf unserm eigenen Gebiet auch der volkswirtschaftlichen Führung versichern, dadurch, daß wir die notwendigen Kenntnisse erwerben. Dafür soll unser Verein den Ausgangspunkt bilden, indem er die geeigneten Mittel ergreift, um seinen Mitgliedern die nötige Belehrung auf dem uns leider noch allzu fremden Gebiete zu ermöglichen.«

In der anschließenden Verhandlung erklärt Hr. Diesel, er habe sich aus den Mitteilungen des Verereinsdirektors die einzelnen Punkte vermerkt, mit denen sich der Ingenieurverein beschäftigt hat, und sei erstaunt über die Länge der Liste. Es seien bedeutende Leistungen, die der Verein zu verzeichnen hat, und an denen er aus allen Kräften noch arbeitet, so daß er Bedenken habe, noch neue Aufgaben hinzuzufügen. Trotzdem glaube er, daß der Vorschlag des Hrn. Beck den Nagel auf den Kopf treffe. Es sei ja auch schon in den Vorstandsversammlungen die Behandlung wirtschaftlicher Fragen viel erörtert worden, und dies habe zu großen Meinungsunterschieden Anlaß gegeben. Daraus schließe er auf die Wichtigkeit dieses Antrages. Bei Lohnkämpfen und Syndikaten wissen wir oft nicht mehr, wie wir zu diesen Fragen Stellung nehmen sollen, wir sind ohne Kompaß, um uns darin zurecht zu finden, weil wir während des Studiums über wirtschaftliche Fragen nicht unterrichtet worden waren. Jetzt wird ihnen an den Hochschulen mehr Beachtung geschenkt. Es ist nicht einzusehen, warum in der Zeitschrift neben Aufsätzen technischer Art nicht auch Erfahrungen aus der Betriebspraxis mitgeteilt werden sollen; vielleicht ist es nicht notwendig, wirtschaftliche Fragen in einer besondern Zeitschrift zu erörtern, sie könnten in unsrer Zeitschrift selbst oder in einem Beilagebogen behandelt werden. Die Fragen der Wohlfahrtspflege für die Arbeiter gehen doch den Ingenieur auch an, wie die Begeisterung zeigte, die neulich der meisterhafte Vortrag über die Arbeiterwohlfahrts-Einrichtungen im Bayerischen Bezirksverein [1]) hervorrief. Es bestehen hierüber keine periodischen Veröffentlichungen. Wer ist besser geeignet, wirtschaftliche Fragen zu behandeln, als der Ingenieur, der mitten im Betriebe steht und beiden Seiten gerecht werden soll? Er ist der Mann, der diese Fragen behandeln soll, weil er mitten im Leben steht und nicht vom grünen Tisch aus darüber urteilt. Der Redner glaubt daher, daß namentlich die jüngere Generation das Bedürfnis hat, diese Fragen in der Zeitschrift erörtert zu sehen, und möchte darum den Antrag Beck wärmstens unterstützen, daß ein Ausschuß ernannt werden soll, der entscheidet, welche Fragen zu behandeln und welche davon in die Zeitschrift aufzunehmen sind, daß ferner Kurse errichtet werden sollen, in denen Vorträge über volkswirtschaftliche Gegenstände gehalten werden.

Hr. Herbst stimmt den beiden Vorrednern zu, glaubt aber, es sei etwas viel, was heute erledigt werden solle. Es würde sich empfehlen, den aus zwei Teilen bestehenden Antrag getrennt zu behandeln und die zweite Frage voran zu stellen, da sie die wichtigere sei. Wenn man zu dem Beschluß käme, beim Bezirksverein einen solchen Kursus einzurichten, so werde sich am ersten das Verständnis und das Verlangen herausbilden, sich mit diesen Angelegenheiten mehr zu befassen.

Hr. v. Linde spricht seine Freude darüber aus, daß wieder einmal ein kräftiger Anstoß gegeben werde, wirtschaftliche Fragen im Verein deutscher Ingenieure zum Gegenstand der Arbeit zu machen. Es sei das natürlich nicht neu. Eine Reihe von Bezirksvereinen habe schon seit Jahren wirtschaftliche Fragen in den Sitzungen behandelt und sich Vorträge darüber halten lassen. Im Gesamtverein bei den Hauptversammlungen

[1]) Z. 1905 S. 1006.

und im Vorstandsrat sei es jedoch nach einigen früheren kurzweg abgelehnten Anregungen erst in den zwei letzten Jahren geschehen, und zwar in erster Linie in München, wo im Vorstandsrat vom gesamten Vorstand der Antrag gestellt wurde, »daß den Bezirksvereinen Mitteilung über eine Reihe von Vorträgen volkswirtschaftlichen und sozialpolitischen Inhaltes gemacht werden solle«. Darüber habe sich im Vorstandsrat eine lange Erörterung entsponnen, bei der sich eine heftige Gegnerschaft gegen die Aufnahme wirtschaftlicher Fragen in den Rahmen der Tätigkeit des Ingenieurvereines bemerkbar machte, aber die Mehrzahl der Mitglieder habe sich dafür entschieden. Bei der letzten Hauptversammlung in Frankfurt sei im Vorstandsrat nur an einer Stelle eine bestimmte Frage zu behandeln gewesen. Es war nämlich von seiten einiger hervorragender Volkswirtschaftler, besonders von Böhmert und Schmoller, die Bitte ergangen, daß sich der Verein mit Mitteln an der Durchführung einer Enquete beteiligen möge, die statistische Tatsachen für die wissenschaftliche Bearbeitung von Fragen aus dem Gebiete der Arbeits- und Lohnverhältnisse beschaffen sollte. Aber da habe sich sofort gezeigt, daß man nicht auf eine einheitliche Erledigung solcher Fragen durch die Mitglieder rechnen konnte. Die Mehrheit habe den Antrag abgelehnt, weil sie es für unangebracht hielt, daß zahlenmäßige Angaben über Betriebe hinausgehen, obwohl die Sicherheit gegeben werden sollte, daß nicht der einzelne Betrieb in seinen Zahlen der Oeffentlichkeit preisgegeben würde. Der Redner verliest sodann den auf die Behandlung von Gegenständen der Wirtschaftslehre bezüglichen Teil[1] der Ansprache, die er als Vorsitzender in der Hauptversammlung gehalten hat und erklärt, er stelle sich ganz auf den Standpunkt des Antrages Beck auf Herausgabe einer wirtschaftlichen Beilage zu unsrer Zeitschrift; er glaubt nicht, daß so, wie die Verhältnisse bei uns liegen, der Weg, den Hr. Diesel im Auge hat, gangbar sein wird, nämlich jene Gegenstände unmittelbar in die Vereinszeitschrift selbst aufzunehmen. Unsre ausgezeichnete Redaktion stehe auf dem Standpunkt, daß sie darin eine Schädigung erblickt. Sie erkläre, daß die Zeitschrift es mit technischen und technisch-wissenschaftlichen Fragen zu tun habe, nicht mit wirtschaftlichen, und man werde diesem Standpunkte Rechnung tragen müssen. Darum sei der andre Weg besser, daß man, nachdem der voraussichtliche Stoffumfang festgestellt ist, entweder eine Monat- oder eine Vierteljahrschrift herausgibt, die einer besondern Unter-Redaktion unterstellt wird, wie dies schon Hr. v. Oechelhäuser angeregt hat.

Hr. Block glaubt, daß der zweite Teil des Antrages in nächster Zeit zur Ausführung kommen könnte. Man habe in Frankfurt wirtschaftliche Kurse abgehalten, an denen sich 136 Herren beteiligten; sie haben also großen Anklang gefunden. Es wäre für den Bayerischen Bezirksverein eine sehr dankenswerte Aufgabe, wenn er auch hier eine solche Veranstaltung treffen würde. Die Kurse in Frankfurt hatten auch finanziell ein sehr günstiges Ergebnis, da jeder von den 136 Hörern ein Honorar von 50 ℳ bezahlte. Früher habe man keine Gelegenheit gehabt, auch das wirtschaftliche Gebiet näher kennen zu lernen, jetzt aber wende man diesen Fragen immer mehr das gebührende Interesse zu. Auch die Reichsverfassung müßte in den Kreis der Erörterung gezogen werden. Wenn Hr. v. Linde von der Schwierigkeit gesprochen habe, Kalkulationswerte aus der Praxis zu bekommen, so möchte er unter Hinweis auf Frankfurt darauf aufmerksam machen, daß sich solche Werte wohl erhalten lassen, wenn sie lediglich theoretisch behandelt werden. Der zweite Teil des Antrages ließe sich seiner Ansicht nach ohne große Kosten für den Verein verwirklichen.

Hr. Schröter dankt für diese Mitteilung aus der Praxis der jüngeren Ingenieure, die auch beweise, wie zweckmäßig und notwendig die Anregungen des Hrn. Beck seien. Es sei selbstverständlich, daß der Ausschuß an dem Ende einsetzen werde, wo er zunächst auf praktische Erfolge rechnen könne. Daher sei es möglich, daß die Verwirklichung des zweiten Teiles des Antrages vor dem ersten ins Werk gesetzt werde.

Hr. Reischle stellt in Uebereinstimmung mit Hrn. Diesel fest, daß in seiner Studienzeit wirtschaftliche Fragen auf den Technischen Hochschulen nicht behandelt wurden. Es dürfe aber auch die praktische Seite des Maschinenbaues, der Zusammenhang zwischen Konstruktion und Geldverdienen, nie außer acht gelassen, und die Studierenden müßten immer darauf hingeführt werden. Wenn eine Zeitschrift für solche Fragen vorhanden wäre, so würde diese den Lehrstoff an die Hand geben. Für die Arbeiterwohlfahrtspflege gebe es solche Veröffentlichungen in großer Zahl, so z. B. die Berichte der Fabrikeninspektoren, Werke, die alle zu lesen man heute kaum mehr imstande sei. Es gebe ferner eine Zeitschrift »Gewerblich-technischer Ratgeber«, wo die laufenden Fragen des Arbeiterschutzes und der Arbeiterwohlfahrt behandelt werden. Er möchte den Antrag Beck umgestalten. So sehr er mit dem Grundgedanken einverstanden sei, erscheine er ihm doch schon zu sehr spezialisiert. Man müsse sich zunächst darüber schlüssig machen, ob man überhaupt die Anregung geben solle, daß sich der Ingenieurverein mit wirtschaftlichen Fragen befasse. Wenn diese Frage bejaht wird, komme die zweite, die Ernennung eines Ausschusses, der nicht etwa zu befinden habe, daß eine Wochenschrift herausgegeben werden solle, und dann zu begründen, warum dies zu geschehen habe, sondern man müsse dem Ausschuß allgemein die Aufgabe stellen, zu untersuchen, in welcher Weise der Ingenieurverein sich mit wirtschaftlichen Fragen befassen solle, und dann dem Bezirksverein über das Ergebnis Bericht zu erstatten.

Hr. Schröter glaubt, daß die erste Frage ohne weiteres der Versammlung vorgelegt werden könne, und fragt, ob eine Erinnerung dagegen bestehe, daß der Verein sich mit wirtschaftlichen Angelegenheiten beschäftigen solle. Da dies nicht geschieht, so besteht Einstimmigkeit in dieser Frage. Was die zweite Frage betrifft, so glaube er, daß der Ausschuß dankbar sein werde, wenn er berechtigt sei, außer den Wünschen, die Hr. Beck genannt habe, auch noch andre Gesichtspunkte ins Auge zu fassen.

Der Antrag Beck wird mit dem Zusatz: »auch noch weitere Vorschläge in der gleichen Richtung entgegenzunehmen und dem Bezirksverein darüber zu berichten«, einstimmig angenommen.

Darauf wird die Wahl des Ausschusses vollzogen.

Eingegangen 3. April 1905.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 1. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Becker jun. Schriftführer: Hr. Treptow.

Anwesend etwa 250 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß Hr. Georg Brandt verstorben ist. Die Mitglieder erheben sich zu Ehren des Dahingeschiedenen.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Heller über Motorwagen im Eisenbahnbetriebe.[1]

Darauf führt Hr. Schade einige neuere Werkzeughalter vor und erläutert ihre Konstruktion.

Eine im Fragekasten vorgefundene Frage: Für eine Trockenkammer soll Frischdampf geliefert werden. Welches ist die geeignetste Methode, die Menge des gelieferten Dampfes bezw. seinen Wert festzustellen? wird von Hrn. Westphal folgendermaßen beantwortet: Der Fragesteller hat vermutlich an eine Meßvorrichtung gedacht, die man in eine Dampfleitung einschaltet, und die entweder durch eine Aufzeichnung auf Papier oder durch eine Uhr die Menge des Dampfes angibt. Solche Vorrichtungen sind tatsächlich vorhanden; im Jahrgang 1900[2] unsrer Zeitschrift ist z. B. ein Aufsatz über einen derartigen Messer von Max Gehre veröffentlicht. Gehre will eine so bedeutende Genauigkeit erzielt haben, daß die Fehler noch nicht 1 vH betragen. Wenn das der Fall wäre, würde es ein sehr geeignetes Gerät sein. Außerdem baut die Firma Friedr. Gebert, Berlin, eine ähnliche Vorrichtung, bei der man an einem Zählwerk den Dampfverbrauch ablesen kann. Der Redner hat mit diesen Vorrichtungen niemals gearbeitet, kann also auch nicht berichten, ob sie genau genug sind.

Hinsichtlich der üblichen Feststellung des Dampfverbrauchs legt der Redner seinen Ausführungen die Annahme zugrunde, daß es sich um eine Wäscherei handelt, wo der Frischdampf aus dem Kessel zunächst in einen oder zwei Kalander geleitet wird, von diesen weiter in die Trockenkammer geht, die er heizt, und dann durch einen Wassertopf abgelassen wird. Aus diesem geht das Kondensationswasser durch längere Rohrleitungen meist nach dem Speisewasserbehälter, um dort weiter verwendet zu werden. An dieser Stelle läßt sich die Dampfmenge am sichersten und verhältnismäßig sehr leicht durch das Gewicht des abgehenden Kondensationswassers bestimmen. Wenn der Kondensationstopf ein kurzes Ableitungsrohr hat, muß man eine gekühlte Schlange vorschalten, weil sonst eine Fehlerquelle dadurch entsteht, daß ein Teil des heißen, aus dem Kondensationstopf herauskommenden Wassers, ohne gemessen zu werden, verdampft. Man kann mit diesem ungemein

---

[1] s. Z. 1904 S. 1276.

[1] Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.
[2] s. Z. 1900 S. 1694.

einfachen Verfahren durch einen Versuch, der eine oder zwei Stunden dauert, die Dampfmenge ziemlich genau bestimmen.

Der Einwand, daß Dampffeuchtigkeit oder Ueberhitzung die Genauigkeit beeinträchtigen könnte, dürfte nicht recht stichhaltig sein. In Wäschereien, überhaupt in Fabriken, wo der Dampf zum Kochen verwandt wird, muß immer ein Kessel mit großem Dampf- und großem Wasserinhalt vorhanden sein. In solchen Kesseln wird an sich nicht viel Wasser mitgerissen, außerdem wird die Dampfspannung meist vermindert, wodurch der Dampf auch schon getrocknet wird. Ueberhitzt wird der Dampf selten, und wo es geschieht, wird die Ueberhitzung selten bis an die Stelle gelangen, wo der Dampf entnommen wird. Sollte es wirklich der Fall sein, so bliebe noch übrig, die Temperatur und die Spannung des Dampfes abzulesen und eine Reduktion eintreten zu lassen.

Das geschilderte Verfahren ist nicht immer ausreichend, z. B. bei Waschmaschinen, bei denen der Dampf unmittelbar in die Waschtrommel geleitet wird. Hier wird die Messung folgendermaßen angestellt: Die Trommel wird mit Wäsche beschickt und diese zunächst kalt gewaschen; dann öffnet man unten den Hahn und läßt das Wasser ab, so daß die feuchte Wäsche zurückbleibt. Des weiteren mißt oder wägt man die Lauge und das Wasser vor dem Einfüllen und läßt nunmehr Dampf ein. Hierzu ist zu bemerken, daß die Behandlung der Wäsche in den Waschmaschinen sehr verschieden ist, je nach ihrer Art. Bei Hauswäsche z. B. wird kräftig gekocht, und zwar rd. ¾ st. Ist das Kochen beendet, so wird der Wasserinhalt abgelassen und die Gewichtvermehrung gegenüber dem ursprünglichen Inhalt gemessen. Bei diesem Verfahren wird diejenige Dampfmenge nicht berücksichtigt, die während des starken Kochens durch die Verschlüsse hindurchgeht. Gewöhnlich werden die Klappentüren ohne Dichtung aufgelegt, und wenn kräftig gekocht wird, dringt der Dampf durch die Fugen. Diese Menge Dampf, die gar nicht so unerheblich ist, wird jetzt gewöhnlich geschätzt; sie läßt sich aber sehr einfach bestimmen, wenn man die Türen vollkommen fest verschließt und ein Wrasenrohr am Gehäuse der Waschmaschine anordnet, das unten in kaltes Wasser hineingeführt wird. Auf solche Weise kann man durch die Gewichtvermehrung des kalten Wassers auch diese Dampfmenge messen, die sonst im Betriebe den Arbeitsraum mit Wrasen erfüllt.

Nun wird noch weiter nach dem Wert des Dampfes gefragt. Dieser wird durch die Unkosten seiner Herstellung bestimmt, bestehend aus dem verwendeten Brennstoff, dem Heizerlohn, den allgemeinen Unkosten, den Zinsen, der Abschreibung, den Steuern usw. Man kann rechnen, daß bei kleinen Dampfkesseln, die natürlich immer etwas ungünstiger arbeiten als größere, unter den augenblicklich in Berlin bestehenden Verhältnissen 1000 kg Dampf sich auf etwa 5 bis 6 ℳ stellen.

Eingegangen 12. April 1905.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 9. März 1905.
Vorsitzender: Hr. Meng.
Schriftführer: Hr. E. Lewicki, später Hr. Buschkiel.
Anwesend 37 Mitglieder und 12 Gäste.

Hr. Pieschel spricht über das amerikanische technische Schulwesen unter Berücksichtigung der Arbeiter- und Arbeitsverhältnisse. Ausgehend von den allgemeinen Lebensbedingungen in den Vereinigten Staaten bespricht er die Ausbildung und die Lage der amerikanischen Arbeiter[1]). Alsdann wendet er sich dem Unterricht, insbesondre den technischen Mittel- und Hochschulen[2]), zu.

Darauf spricht Hr. Schmidt über eine von Vogel & Schlegel ausgeführte Reibkupplung, Patent Benn.

Schließlich werden Vorlagen für die Hauptversammlung des Gesamtvereines beraten.

Eingegangen 10. April 1905.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 14. März 1905.
Vorsitzender: Hr. Flohr. Schriftführer: Hr. Rothe.
Anwesend 29 Mitglieder und 2 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Paulmann über die Dampfanlage einer elektrischen Zentrale. Der Vortragende bespricht drei Entwürfe zu einem Kraftwerk von 3000 PS, das auf 6000 PS erweitert werden soll.

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1618.
[2]) s. Z. 1904 S. 121.

Bücherschau.

Die Maschine in der Rohproduktion. Eine volkswirtschaftliche Studie von Dipl.-Ing. Dr. Alexander Lang. Zwei Teile. Berlin 1904, G. Siemens. Preis 4,40 ℳ.

Bei dieser durch die Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung in Frankfurt a. M. wesentlich geförderten Arbeit hat der Verfasser zunächst, von dem Wunsche beseelt, die wirtschaftliche Behandlung der Technik möchte von den Nationalökonomen mehr gepflegt werden als seither, das in technischen Fachzeitschriften und in der maschinentechnischen Fachliteratur in großer Masse vorhandene technisch-ökonomische Material, das bisher der Nationalökonomie gar nicht oder doch nur schwer zugänglich war, systematisch zusammengestellt. Weiter hat er sich die wichtige Aufgabe gestellt, gegenüber den Uebertreibungen auf diesem Gebiete den nach dem heutigen Stande der Technik möglichen Einfluß der Maschine auf die Rohproduktion zu untersuchen.

Das erste Ziel hat der Verfasser im ersten, allgemeinen Teile ganz erreicht. Während er in den Kapiteln über die Definition der Maschine, über das Entwicklungsprinzip der Maschine, dann in jenen über die Geschichte der Maschine und die Entstehung des Maschinenzeitalters in England und Deutschland die Definitionen und Darstellungen der Nationalökonomen auf Grund der einschlägigen technischen Literatur ergänzt und erweitert, gibt er in dem Kapitel über die Einteilung der Maschinen, besonders aber in dem über die Entwicklung des modernen Maschinenwesens unter Hinweis auf den wirtschaftlichen Charakter der Maschine eine für Techniker wie für Nationalökonomen wertvolle eingehende Darstellung der Entwicklung der Kraftmaschinen. Die Arbeitsmaschinen kann er hier nur ganz allgemein behandeln, da bei ihrer großen Mannigfaltigkeit und Spezialisierung nur die Untersuchung der Spezialmaschinen der einzelnen Gewerbezweige brauchbare Ergebnisse liefern kann. Im Schlußkapitel stellt er das Eingreifen der Wissenschaft in die Technik dar und entwickelt die große Bedeutung der wissenschaftlichen Behandlung der Maschinentechnik für die Volkswirtschaft.

Im zweiten Teile seiner Arbeit untersucht der Verfasser auf Grund der vorhandenen nationalökonomischen und technischen Literatur und der Erfahrungen aus der landwirtschaftlichen Praxis, die er sich auf mehreren größeren Studienreisen erworben hat, den Einfluß der Maschine auf die Landwirtschaft. In der Einleitung betrachtet er zunächst die Maschinenverwendung bei der deutschen Landwirtschaft und geht auf die wirtschaftlichen Momente ein, welche Vorbedingungen für die Verwendung von Maschinen sind. Hierbei zeigt er schon, wie verfehlt es ist, für die Anwendungsmöglichkeit der landwirtschaftlichen Maschinen allgemein gültige Normen aufstellen zu wollen, und wie hoch der Wert angeblicher Beispiele einzuschätzen ist, die zur Erhärtung der Erfolge dienen, welche bei allgemeiner Einführung landwirtschaftlicher Maschinen voraussichtlich erzielt werden würden.

Den Beweis hierfür erbringt der Verfasser dann besonders in dem umfangreichen Kapitel über die Arten der landwirtschaftlichen Maschinen und ihre Rentabilität. Auf Grund der für mitteldeutsche Verhältnisse nach der Fachliteratur wahrscheinlich höchsten Benutzungszeiten berechnet er aus dem Maschinenpreis und den üblichen Sätzen für Verzinsung und Abschreibung sowie den Löhnen, dem Preis für Kohlen und Schmiermaterial, den Energie- oder Gespannkosten usw. die Tageskosten der Maschinenarbeit, setzt diese mittels eines Diagramms zu den Tageskosten des hergebrachten Arbeitsverfahrens in Beziehung und ermöglicht so, für die gebräuchlichsten landwirtschaftlichen Maschinen die Kostenersparnis durch Maschinenarbeit für jede Benutzungsdauer zu erken-

nen[1]). Daneben errechnet er auch die Zeit, während welcher die landwirtschaftlichen Maschinen dauernd benutzt werden müssen, damit die Tageskosten der Maschinenarbeit sich nicht teurer stellen als die Hand- oder Gespannarbeit. Diese Werte, die sich vielfach nur in den Anmerkungen finden, sind meines Erachtens fast ebenso wichtig wie die der Kostenersparnis überhaupt, denn sie geben die wichtige untere Grenze der Benutzungsdauer für die rationelle Verwendung von landwirtschaftlichen Maschinen an. Weiter untersucht der Verfasser in diesem Kapitel die Kosten der in der Landwirtschaft verwendeten Antriebmotoren unter Berücksichtigung der in der Landwirtschaft möglichen Benutzungszeit und kommt zu dem Ergebnis, daß selbst unter den für mechanischen Betrieb immerhin ungünstigen Verhältnissen in der Landwirtschaft die Kosten für mechanische Betriebskräfte erheblich geringer sind als die für Menschen- und Tierkräfte.

Die Ergebnisse seiner Berechnungen faßt nun der Verfasser kurz in dem Kapitel über den Einfluß der Maschine auf den landwirtschaftlichen Unternehmer zusammen. Er zeigt, daß die Verringerung der Kosten für Arbeitslohn, die nach Backhaus 49,1 vH der Unkosten der Landwirtschaft ausmachen, für den Unternehmer von viel größerer Bedeutung ist als die nicht sehr wesentliche Steigerung des Rohertrages (beim Dampfpflug 10 vH, bei der Dampfdreschmaschine 15 vH), welche aber immerhin erwähnenswert ist. Weitere Bedeutung gewinnt die Maschine für den Unternehmer dadurch, daß sie die Gespannkosten, welche nach Backhaus mit 14,4 vH unmittelbar nach dem Arbeitslohne kommen, bedeutend vermindert, z. B. die Feldeisenbahn um 25 vH. Als wichtigster Gesichtspunkt aber kommt für den landwirtschaftlichen Unternehmer die Ersetzung von Arbeitern durch die Maschine in Betracht, die der Verfasser als Ursache für das Aufkommen der landwirtschaftlichen Maschine überhaupt ansieht. Die meisten landwirtschaftlichen Maschinen besitzen diese Eigenschaft, einzelne sogar in einem sehr hohen Grade[2]). So gibt die Maschine in den meisten Fällen dem landwirtschaftlichen Unternehmer die Möglichkeit, sich von den Arbeitern bis zu einem gewissen Grade unabhängig zu machen und die Konjunktur besser auszunutzen (z. B. durch Verkürzung der Erntearbeit).

Aber auch für die landwirtschaftlichen Arbeiter hat, wie der Verfasser in einem besondern Kapitel ausführt, die Einführung der Maschine in die Landwirtschaft günstige Folgen gehabt. Vor allem sind sie nicht durch die Maschine verdrängt worden, sondern der Ausfall an Arbeitern ist durch die Maschine gedeckt worden, während die der Landwirtschaft verbliebenen Arbeiter dort, wo die Maschine benutzt wird, fast durchgehends besser gestellt sind als früher.

Im Schlußkapitel geht der Verfasser näher auf die Bedeutung der für die landwirtschaftlichen Unternehmer hervorgehobenen Vorteile der Maschinenverwendung für die Volkswirtschaft ein und betont hierbei den Schriftstellern gegenüber, welche gerade in der Verwendung der Maschinen eine Hauptursache des Aufsaugens des Kleinbetriebes durch den Großbetrieb sehen, daß die landwirtschaftlichen Maschinen überall dort, wo sie überhaupt zweckmäßig erscheinen, ebenso gut vom Kleinbetrieb wie vom Großbetrieb benutzt werden können. Für den Kleinbetrieb aber ist, wie aus den Berechnungen des Verfassers deutlich hervorgeht, die Benutzung in Genossenschaften unerläßlich. Die Zunahme der landwirtschaftlichen Werkgenossenschaften — unter denen die Dampfdreschgenossenschaften und die Dampfpfluggenossenschaften noch überwiegen —, wie sie aus den Jahrbüchern der Erwerbs- und Wirtschaftsgenossenschaften im Deutschen Reiche hervorgeht, ist daher im Interesse der ganzen deutschen Volkswirtschaft zu begrüßen.

Diese kurze Skizzierung des Inhaltes läßt schon ersehen, daß die fleißige und gründliche Arbeit in den Kreisen der Wissenschaft und der Praxis volle Beachtung verdient.

Frankfurt a. M. Dr. L. Maaß.

---

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1043.

[2]) s. Z. 1904 a. a. O.

Die Entwicklung des Niederrheinisch-Westfälischen Steinkohlen-Bergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Herausgegeben vom Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund in Gemeinschaft mit der Westfälischen Berggewerkschaftskasse und dem Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikat. Band VII. 711 S. 8° mit 337 Fig. und 19 Taf. Berlin 1905, Julius Springer. Preis des Gesamtwerkes 160 *M*.

Band VII dieses hochbedeutsamen Sammelwerkes behandelt in getrennten Abschnitten: Berieselung, Grubenbrand, Rettungswesen, Beleuchtung, Sprengstoffwesen, sowie Einrichtung und Zweck der berggewerkschaftlichen Versuchsstrecke für Sicherheitssprengstoffe und der Versuchsanstalt für Sicherheitslampen in Bismarck in Westfalen.

Im ersten der genannten Abschnitte wird zunächst darauf hingewiesen, daß trockener Kohlenstaub nicht nur deswegen zu fürchten ist, weil er Schlagwetterexplosionen wesentlich verstärken und weiter verbreiten kann, sondern weil er auch ohne nachweisbares Vorhandensein von Schlagwettern unheilvolle Explosionen veranlassen kann, wenn etwa durch einen ausblasenden Sprengschuß, einen sogenannten Lochpfeifer, der Kohlenstaub aufgewirbelt und durch die hohe Temperatur des explodierenden Sprengstoffes entgast wird, so daß die Stichflamme die soeben erst entwickelten Schlagwetter entzündet.

Das einzige wirklich zuverlässige Mittel zur Vermeidung von Kohlenstaubexplosionen, bildet, zumal auf Anwendung der Schießarbeit nicht in jedem Flöz verzichtet werden kann, das mechanische Niederschlagen des Staubes durch Berieselung desselben mit Hülfe von Spritzwasserleitungen, die durch die ganze Grube nachzuführen sind.

Von solchen Berieselungsanlagen, ihrem Betrieb und ihren Kosten handelt der erste Abschnitt. Zum Schluß kommt der Verfasser auf die Vor- und Nachteile der Berieselung zu sprechen und führt aus, daß, wenn auch der Zeitraum des Bestehens der Berieselung noch sehr gering sei, doch bereits die durch Explosionen verursachten tötlichen Unfälle stark abgenommen haben, und daß auch, obwohl vorher vielfach befürchtet, eine Vermehrung der Unfälle durch Stein- und Kohlenfall infolge schädlichen Einflusses des Wassers auf das Nebengestein nicht eingetreten sei.

Letzteres trifft leider nicht zu; denn während, wie auch der Verfasser angibt, in dem vor Einführung der Berieselung liegenden Zeitraum von 1890 bis 1898 von je 1000 auf Steinkohlenbergwerken des Oberbergamtsbezirkes Dortmund beschäftigten Arbeitern durchschnittlich jährlich 0,859 durch Stein- und Kohlenfall zu Tode gekommen sind, beträgt die entsprechende Zahl für die Jahre 1899 bis 1901, also nach Einführung der Berieselung, nicht 0,873, wie irrtümlich angegeben, sondern nach der Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1,118 und für die Jahre 1899 bis 1903 (einschließlich) 1,073, also immerhin auch noch 0,214 oder fast 25 vH mehr als vor Einführung der Berieselung, womit allerdings nicht gesagt sein soll, daß die Zunahme der Unfälle nur auf das Konto der Berieselung zu setzen sei.

Die in dem Abschnitt Grubenbrand, 2. Kapitel: Brände der Tagesanlagen, auf S. 111 erwähnten »Zubaustollen« dürften auch heute noch sehr zweckmäßig sein, wenn sie unterhalb der Rasenhängebank in den Einziehschacht münden, so daß im Fall eines Brandes des Schachtgebäudes der Schacht an der Rasenhängebank verschlossen werden kann, ohne daß deswegen die Bewetterung der Grube unterbrochen wird, und ohne daß die Brandgase in die Grube hineingezogen werden können.

Der Abschnitt Rettungswesen gibt einen sehr vollständigen Ueberblick über die Hauptgruppen der Atmungsgeräte und über ihre gegenseitigen Vorzüge und Nachteile. Erwähnt sei, daß inzwischen ein ganz neues, von allen früheren wesentlich verschiedenes System von Atmungsgeräten erfunden ist, nämlich die Pneumatogene (Sauerstoffselbsterzeuger) von Bamberger und Bock.

In dem Abschnitt Beleuchtung nimmt naturgemäß die Sicherheitslampe und ihre zweckmäßigste Konstruktion einen breiten Raum ein.

Besonderes Interesse verdienen die auf der berggewerkschaftlichen Versuchstrecke vorgenommenen Untersuchungen

über die zweckmäßigsten Abmessungen der wegen ihrer bedeutend größeren Sicherheit immer mehr in Anwendung kommenden doppelten Lampenkörbe in bezug auf Durchblasesicherheit wie auf Leuchtkraft und die Untersuchungen über die Lampenzündvorrichtungen.

Die Uebersicht über die verschiedenen Lampenverschlüsse ist sehr vollständig.

Der praktischen Verwendung der etwa 4- bis 5 mal so hell wie die Benzinlampe brennenden Azetylenlampe steht nach Ansicht des Verfassers sehr entgegen, daß dauernd ruhiges Brennen der letzteren bisher noch nicht erreicht ist.

Der weiteren Verbreitung elektrischer Glühlampen, und zwar der Akkumulatorlampen, mit denen allerdings keine schädlichen Gase (CH_4, CO_2 usw.) festgestellt werden können, ist nach den Ausführungen des Verfassers hauptsächlich noch die Schwierigkeit der Herstellung eines dauerhaften Kleinakkumulators hinderlich; einen wesentlichen Fortschritt auf dem Gebiet der elektrischen Grubenlampen sollen der Gülcher-Akkumulator und die Osmiumbirne bedeuten.

Der Abschnitt Sprengstoffwesen behandelt und vergleicht im 1. Kapitel die einzelnen Sprengstoffe, insbesondre den Gelatinedynamit und die sogenannten Sicherheitssprengstoffe (Karbonite und Ammonsalpetersprengstoffe), und im 2. Kapitel die Zündung der Sprengschüsse (Zündschnurzündung mit Sicherheitszündern und elektrische Zündung). Während im allgemeinen bei der elektrischen Zündung als Leitungen für Einzelzündung in trockenen Strecken blanke Eisendrähte verwandt werden, benutzt die Zeche Shamrock I/II mit gutem Erfolg die Litzen abgeworfener Bremsseile.

Im letzten Abschnitt werden vor allem die auf der berggewerkschaftlichen Versuchstrecke ausgeführten verschiedenartigen Untersuchungen der Sprengstoffe und Zündmittel in ihrem Verhalten gegenüber Schlagwettern und Kohlenstaub eingehend besprochen.

Manche Fragen, wie z. B. diejenige nach dem Einfluß der paraffinierten Patronenhülsen auf die Sicherheit der sehr verbreiteten Ammonsalpetersprengstoffe, sind noch nicht völlig geklärt.

Besonderes Interesse verdienen die Ausführungen über den Einfluß der Explosionstemperatur auf die Sicherheit der Sprengstoffe und über unsre Stellung zu der französischen Theorie.

Die Einrichtungen der Versuchstrecke und der Versuchsanstalt für Sicherheitslampen werden eingehend erläutert.

Die zum Schluß erwähnten Versuche über die Entzündlichkeit von Schlagwettergemischen und Kohlenstaubaufwirbelungen durch die Wirkungen der Elektrizität sind neuerdings in ausgiebigstem Maße fortgesetzt und zu einem gewissen Abschluß gelangt. Veröffentlichungen hierüber stehen noch aus.

Im allgemeinen ist zu sagen, daß sich auch dieser Band des Sammelwerkes seinen Vorgängern würdig anschließt.

Bochum, Juni 1905. Grahn.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Technische Messungen insbesondre bei Maschinenuntersuchungen. Von A. Gramberg. Berlin 1905, Julius Springer. 222 S. 8° mit 181 Fig. Preis 6 *M*.

Encyclopédie scientifique des Aide-mémoire. L'industrie de l'or. Von L. M. Granderye. Paris 1905, Gauthier-Villars und Masson & Cie. 158 S. 8°. Preis 2 frs 50 c.

Desgl. Le vanadium. Von P. Nicolardot, Gauthier-Villars und Masson & Cie. 180 S. 8°. Preis 2 frs 50 c.

Die elektrischen Druckknopfsteuerungen für Aufzüge. Von A. Genzmer. Hannover 1905, Gebrüder Jänecke. 166 S. 8° mit 180 Fig. Preis 5 *M*.

Chimica delle sostanze coloranti. Teoria ed applicazione alla tintura delle fibre tessili. Von Dr. A. Pellizza. Mailand 1905, Ulrico Hoepli. 480 S. Preis 5,50 L.

Schaltungsbuch für Schwachstrom-Anlagen. 179 Schaltungs- und Stromverlaufskizzen mit erläuterndem Text für Haustelegraphen- und Signalanlagen, Fernsprechanlagen, Wasserstandsmelde-, Sicherheits-, Feuermelde- und Kontrollanlagen, elektrische Uhren und Elementbeleuchtung. Nebst einem Anhang mit Tabellen. Von Max Lindner. 5. vermehrte und verbesserte Auflage. Leipzig. Hachmeister & Thal. 234 S. Preis 2 *M*.

Elektrische Glockensignale, Telephone und Blitzableiter. Beschreibung der einschlägigen Apparate nebst einigen praktischen Winken für den Installateur. Von Umberto Zeda. Wien und Leipzig 1905, A. Hartlebens Verlag. 135 S. 8° mit 166 Fig. Preis 2 *M*.

Adreßbuch 1905 sämtlicher Bergwerke, Hütten und Walzwerke Deutschlands. 1905. Hermann Kramer. Dresden A 27. 234 S. Preis 5 *M*.

Mitteilungen der Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung e. V., Frankfurt a/M., Heft 5, Teil I. Die seewirtschaftlichen Grundlagen der Rechtsentwicklung. Von Dr. H. Wüstendörfer. Dresden 1905, O. V. Böhmert. 89 S. 8°. Preis 2 *M*.

Instrumente zur Messung der Temperatur für technische Zwecke. Von Otto Bechstein. Hannover 1905, Gebr. Jänecke. 64 S. 8° mit 61 Fig. Preis 1,80 *M*. Sonderabdruck aus der Deutschen Technikerzeitung.

Indirekte Beleuchtung von Schul- und Zeichensälen mit Gas- und elektrischem Bogenlicht. Bericht über Versuche in München, erstattet von der auf Veranlassung des Deutschen Vereines von Gas- und Wasserfachmännern gebildeten Kommission. München und Berlin 1905, R. Oldenbourg. 58 S. 8° mit 10 Fig. Preis 1,75 *M*.

Jahrbuch baurechtlicher Entscheidungen der Gerichts- und Verwaltungsbehörden Deutschlands, welche im Jahre 1904 bekannt geworden sind. Von A. Radloff. Berlin 1905, Ad. Bodenburg. 108 S. 8°. Preis 1,70 *M*.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Erd- und Wasserbau. Siedek, Rich. Studie über die Bestimmung der Normalprofile geschiebeführender Gewässer. [aus Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architektenvereines] Wien 1905. W. Braumüller. Preis 2,50 *M*.

— Strukel, M. Der Wasserbau. 1. Tl. Ursprung, Vorkommnisse und Eigenschaften des Wassers; Stauwerke, Fischwege. 2. Aufl. Leipzig 1905. A. Twietmeyer. Preis 14 *M*.

Explosionsmotoren und andre Wärmekraftmaschinen. Barkow, Rud. Studien zur Frage der Gasturbine. Rostock 1905. Volckmann. Preis 1,25 *M*.

Feuerungsanlagen. Pettendorfer, Alois. Gas im Hause. Wissenswertes über Einrichtungen zur Verwendung des Gases für Beleuchtungs-, Koch- und Heizzwecke. München 1905. Val. Höfling, Lämmerstr. 1. Preis 1 *M*.

— Schultze, G. A. Theorie und Praxis der Feuerungskontrolle in leicht verständlicher Darstellung. Berlin 1905. A. Seydel. Preis 5 *M*.

Hebezeuge. Genzmer, A. Die elektrischen Druckknopfsteuerungen für Aufzüge. Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 5 *M*.

Heizung und Lüftung. Ginsberg, Otto. Zur Frage der generellen Regelung von Niederdruckdampfheizungen. Halle 1905. C. Marhold. Preis 1,50 *M*.

Ingenieurwesen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondre aus den Laboratorien der technischen Hochschulen, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure. 22. und 23. Heft. Berlin 1905. Julius Springer. Preis je 1 *M*.

Luft- und Wasserkraftmaschinen. Escher, Rud. Ueber die Schaufelung des Löffelrades. [aus Schweizerische Bauzeitung] Zürich 1905. E. Raschers Erben. Preis 0,30 *M*.

— Masoni, U. L'énergie hydraulique et les récepteurs hydrauliques. Paris 1905. Gauthier-Villars. Preis 10 *M*.

Maschinenwesen. Gramberg, Ant. Technische Messungen, insbesondre bei Maschinenuntersuchungen. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 6 *M*.

— Kirsch, B., und H. Kracht. Grundlegendes Maschinenzeichnen. 1. Hft. Dortmund 1905. Ruhfussche Buchhandlung. Preis 1 *M*.

— Schneider, M. Die Maschinenelemente. (In 2 Bdn.) Braunschweig 1905. F. Vieweg & Sohn. Preis 9,15 *M*.

Mechanik. Geigenmüller, R. Leitfaden und Aufgabensammlung zur Mechanik. 1. Tl. Elementarmechanik. 5. Aufl. Mittweida 1905. Polytechnische Buchhandlung. Preis 5,50 ℳ.

— Rateau, A. Experimental researches on flow of steam through nozzles and orifices. Note on flow of hot water. London 1905. Constable. Preis 4,60 ℳ.

Metallbearbeitung. Ledebur, A. Lehrbuch der mechanisch-metallurgischen Technologie. 3. Aufl. Braunschweig 1905. F. Vieweg & Sohn. Preis 25,50 ℳ.

— Schlosser, Edm. Das Löten und die Bearbeitung der Metalle. Wien 1905. Hartleben. Preis 3 ℳ.

— Schön, Frdr. Die Schule des Werkzeugmachers und das Härten des Stahles. Göppingen 1905. Leipzig, S. Schnurpfeil. Preis 1 ℳ.

Metallhüttenwesen. Le Verrier, U. Procédés métallurgiques et étude des métaux. Paris 1905. Gauthier-Villars. Preis 12 ℳ.

— Lodin, A. Métallurgie du zinc. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 35 ℳ.

— Longridge, C. C. Gold dredging. London 1905. Mining Journal. Preis 10 ℳ.

Physik. Erdmann, H., und P. Köthner. Naturkonstanten in alphabetischer Anordnung. Hülfsbuch für chemische und physikalische Rechnungen mit Unterstützung des Internationalen Atomgewichtsausschusses. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 6 ℳ.

Straßenbau. Schmid, Carl. Technische Studienhefte. 5. Hft. Asphalt, Teere, Oel im Straßenbau. Stuttgart 1905. K. Wittwer. Preis 5 ℳ.

Tunnelbau. Rosenmund, M. Ueber die Absteckung des Simplontunnels. [aus Schweizerische Bauzeitung] 2. Aufl. Zürich 1905. E. Raschers Erben. Preis 1 ℳ.

Wasserversorgung. Liß, Osw. Die Marientaler Hochquellenwasserleitung und ihre Vorzüge gegenüber der Wiener-Neustädter Tiefquellenwasserleitung. Wien 1905. Spielhagen & Schurich. Preis 1 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Plant for the handling and treatment of ores at the Silver Cup and Nettie L. Mines, British Columbia. Von Attwood. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Bd 1 S. 295/311* mit 1 Taf.) Zusammensetzung der Silbererze. Seilbahnen. Erzaufbereitung.

Beleuchtung.

Die Uviol-Quecksilberlampe. Von Axmann. (Elektrot. Z. 6. Juli 05 S. 627/28*) Die Lampe hat Kippzündung und Kohlenelektroden. Für die Röhre wird eine neue Glassorte verwendet, die bei höherer Widerstandsfähigkeit als Bergkristall ebenso durchlässig für ultraviolette Strahlen ist. Verwendung der Lampe in der Photochemie und Medizin.

Bergbau.

Electric winding-machines. Von Habets Schluß. (Engng. 7. Juli 05 S. 29/31*) Darstellung, Betriebs- und Versuchsergebnisse der von der Société Belge d'Electricité A. E.-G. gebauten Förderanlage von Schacht St. Nicolas der Zeche Espérance und Bonne-Fortune in Montegue.

Dampfkraftanlagen.

Modern economical steam engines and turbines. I. (Engineer 7. Juli 05 S. 3/4*) Raumbedarf verschiedener Bauarten von Dampfmaschinen und Turbinen. Tabellarische Zusammenstellung der Ergebnisse von Leistungsversuchen an Dampfmaschinen.

300-HP double-piston (François type) compound condensing engine. Constructed by the Société Anonyme John Cockerill, Seraing, Belgium. (Engng. 7. Juli 05 S. 12/13*) Die Maschine hat Kolbenschiebersteuerung, 375 und 650 mm Zyl.-Dmr., 750 mm Kolbenhub und macht 140 Uml./min.

An investigation to determine the effects of steam-jacketing upon the efficiency of a horizontal compound steam engine. Von Mellanby. Forts. (Engineer 7. Juli 05 S. 21/22*) Darstellung der Versuchsergebnisse in Schaulinien.

Eisenbahnwesen.

The San Pedro, Los Angeles and Salt Lake Ry. (Eng. News 22. Juni 05 S. 661/62*) Die teilweise noch im Bau befindliche eingleisige Linie ist rd. 1240 km lang. Kurze Angaben über den Oberbau.

Das Anfahren der Eisenbahnzüge. Von Wittenberg. (Organ 05 Heft 7/8 S. 193/204*) Rechnerische Ermittlung des Anfahrwiderstandes.

Triebwagen oder Lokomotive? Von Guillery. (Glaser 1. Juli 05 S. 9/14) Vergleich der Wirtschaftlichkeit der beiden Antriebarten bei leichten Zügen, insbesondre für Dampfbetrieb.

Early railway construction in New South Wales. Von Brady. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Bd. 1 S. 259/66) Der Verfasser behandelt die Aenderung der Spurweite und die Beschaffung neuer Lokomotiven auf einigen australischen Bahnen.

Die Berechnung der Fahrzeiten von Personen- und Schnellzügen. Von v. Borries. Schluß. (Organ 05 Heft 7/8 S. 180/91*) Anwendung des Berechnungsverfahrens für verschiedene Strecken.

Light electric railways. Von Cravath. (Eng. News 29. Juni 05 S. 676/77*) Allgemeines über die Anlage von elektrischen Kleinbahnen. Oberbau. Einrichtung der Wagen. Betriebskosten.

Paris Ceinture Railway. — Tandem compound locomotive. (Engineer 7. Juli 05 S. 8/9* mit 1 Taf.) 3/5-gekuppelte Tenderlokomotive mit vorderem Drehgestell und außenliegenden Zylindern von 330 und 540 mm Dmr. bei 600 mm Hub und 62 t Betriebsgewicht.

Die Lütticher Weltausstellung. Das Eisenbahnwesen. Von Schwarze. Forts. (Glaser 1. Juli 05 S. 8/9 mit 1 Taf) 3/5-gekuppelte Schnellzuglokomotive der Orléans-Bahn. Forts. folgt.

Great-Western locomotives and their recent work. Von Rous-Marten. Forts. (Engineer 7. Juli 05 S. 1 3*) 3/5-gekuppelte Personenzuglokomotive; 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive und 3/5-gekuppelte Tenderlokomotive.

Abmessungen gekröpfter Lokomotivachsen. Von Zimmermann. (Organ 05 Heft 7/8 S. 204/06*) Winke für die zeichnerische Ermittlung der Abmessungen.

Wandern der Schwellen. Von Hansen. (Organ 05 Heft 7/8 S. 191 92 mit 1 Taf.) Erörterung der Ursachen der Schwellenwanderung und Angabe von Gegenmitteln.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Bauhöhen von Brücken. Von Dircksen. (Zentralbl. Bauv. 5. Juli 05 S. 337/40*) Die Angaben sollen als Anhalt für den Entwurf von Eisenbahn- und Straßenbrücken dienen.

Bridge over the River Zambesi at Victoria Falls, Rhodesia. (Engng. 7. Juli 05 S. 1/3* mit 2 Taf.) Eingehende Darstellung der in Zeitschriftenschau v. 22. April 05 erwähnten Brücke.

Elektrotechnik.

Distribution of electrical energy. Von Snell. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Bd. 1 S. 143/254*) Geschichtliches. Strom- und Leitungsarten für Fernübertragungen. Akkumulatoren. Spannung. Kosten der Stromerzeugung. Hochspannungsübertragung. Unterstationen und Belastung. Straßenbahnen. Meinungsaustausch.

Der einseitige magnetische Zug von Dynamos und Motoren. Von Niethammer. (Z. f. Elektrot. Wien 9. Juli 05 S. 420/22*) Rechnerische Untersuchung.

Doppelfeld-Generatoren für Ein- und Mehrphasenstrom. Von Ziehl. (Elektrot. Z. 6. Juli 05 S. 617/23*) Die neue Dynamomaschinenart ist dadurch gekennzeichnet, daß nicht nur der umlaufende, sondern auch der feststehende Teil der Maschine elektrische Energie liefert. Eingehende Erläuterung der Theorie und Vergleich der Theorie mit Versuchsergebnissen.

Eigenartige amerikanische Leitungsverlegung. Von Eichel. (El. Bahnen u. Betr. 4. Juli 05 S. 355/56*) Isolatoren für Verlegung elektrischer Leitungen an Bäumen.

Neuere selbsttätige Flüssigkeitsanlasser für Motoren. (Z. f. Elektrot. Wien 9. Juli 05 S. 426/28*) Die dargestellten Anlasser von der E. A. G. vorm. W. Lahmeyer & Co. dienen insbesondre für Fernsteuerungen.

Erd- und Wasserbau.

Die Bestimmung des wirtschaftlich günstigsten Stauinhaltes der Talsperren. Von Link. (Zentralbl. Bauv. 28. Juni 05 S. 325/28*)

Der Bau des Karawankentunnels, Südseite. Von Herzog. (El. Bahnen 4. Juli 05 S. 349/55*) Arbeitsplatz an der Südseite. Drehstrommotor und Drehstrom-Gleichstrom-Umformer. Verbundluftpumpe. Bockkran. Forts. folgt.

Coast-erosion. Von Carey. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Bd. 1 S. 42/142 mit 8 Taf.) Ausführliche Abhandlung über die Sicherung der englischen Küsten. Mündlicher und schriftlicher Meinungsaustausch

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.
Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

A submarine rock excavator. Von Hepburn. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Bd. 1 S. 281/83 mit 1 Taf.) Die Vorrichtung besteht aus einem Gesteinbohrer, der am unteren Ende eines teleskopartig verschiebbaren Rohres sitzt und von einer Dampfmaschine aus angetrieben wird. Das Rohr dient gleichzeitig zum Absaugen des gelösten Gesteines. Das Ganze ist auf einem Prahm aufgestellt und wurde bei Baggerarbeiten in Sidney verwendet.

Hebezeuge.

25-ton steam capstan. (Engineer 7. Juli 05 S. 16*) Darstellung einer von der Sandycroft Foundry Co. besonders stark gebauten Dampfwinde.

Brake gear for electric motors. (Engng. 7. Juli 05 S. 11*) Der von Laurence Scott & Co. in Norwich gebaute Windenmotor ist mit einer Bremsscheibe versehen, deren Schuhe durch Schraubenfedern angezogen werden. Ueber die seitlichen Joche des Polgehäuses sind bewegliche Platten gelegt, die beim Einschalten des Motors oder seines Erregerstromes an das Gehäuse gedrückt werden und dabei durch ein Hebelwerk die Bremsschuhe lüften.

Luftschiffahrt.

Le dirigeable Lebaudy. Von Juliot. (Mém. Soc. Ing. Civ. Mai 05 S. 754/801*) Angaben über die Konstruktion des Luftschiffes und Bericht über die bisherigen Fahrten.

Materialkunde.

Organisation et outillage du Laboratoire d'essais du Conservatoire des arts et metiers. Von Perot. (Mém. Soc. Ing. Civ. Mai 05 S. 758/53) Entstehungsgeschichte der Anstalt. Einrichtung der Gebäude. Uebersicht über die einzelnen Abteilungen.

Les alliages de cuivre. État actuel de nos connaissances théoriques et pratiques. Von Guillet. Forts. (Génie civ. 1. Juli 05 S. 145/48*) Zusammensetzung und Materialeigenschaften von Spezialbronzen. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Pipe flange facing and drilling machines. (Engineer 7. Juli 05 S. 17/18*) Bei der von Pollock & Macnab in Manchester gebauten Maschine werden die Rohrflansche von beiden Seiten gleichzeitig bearbeitet. Es können Rohre bis 760 mm Dmr. und 7,6 m Länge eingespannt werden.

Test of pipe joints. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 05 S. 290/307*) Die Versuche wurden gemacht, um die Zuverlässigkeit einer Lovekinschen Flanschmaschine festzustellen. Folgerungen aus den Versuchen.

Motorwagen und Fahrräder.

Internationale Automobilausstellung in Berlin. Von Pflug. Forts. (Glaser 1. Juli 05 S. 14/18*) S. Zeitschriftenschau v. 24. Juli 05. Personen-, Geschäfts- und Lastwagen. Forts. folgt.

The Ryknield light motor-van. (Engng. 7. Juli 05 S. 12/14*) Der Wagen hat einen 12pferdigen zweizylindrigen Motor von 100 mm Dmr. und 150 mm Hub, zwei Geschwindigkeiten von 7 und 16 km/st und kann 950 kg Last aufnehmen.

La coupe Gordon-Bennet en 1905. Les épreuves éliminatoires françaises. Von Drouin. (Génie civ. 1. Juli 05 S. 137/142*) Abbildungen und Angabe der wichtigsten Konstruktionszahlen der französischen Rennwagen.

Pumpen und Gebläse.

A propeller fan. (Engineer 7. Juli 05 S. 20*) Bericht über Versuche mit einem von Avery in Tunbridge Wells gebauten Gebläse in Form einer zweiflügeligen Schiffschraube.

Schiffs- und Seewesen.

Description of steamship »Dakota« and her official trial performance. Von Gundersen. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 05 S. 365/405*) Das von der Eastern Shipbuilding Co. in New London, Conn., gebaute Schiff ist 191 m lang über alles, 22,5 m breit und hat 37500 t Wasserverdrängung. Eingehende Beschreibung der Einrichtung und der Maschinenanlage. Probefahrtergebnisse.

The turbine steamship »Victorian«. Von Canaga. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 05 S. 410/29*) Der Verfasser hat eine transatlantische Reise auf »Virginian« mitgemacht, um die Turbinenanlage zu studieren, und berichtet nun über seine Erfahrungen.

A destroyer in service. Von Davison. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 05 S. 281/89*) Bericht über die erreichten Geschwindigkeiten, Maschinenleistungen usw. des amerikanischen Torpedobootzerstörers »Paul Jones« während eines Jahres.

Fuel for ships of war. Von Dinger. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 05 S. 337/48) Allgemeine Gesichtspunkte über die Art des Brennstoffes für Kriegschiffe, die Unterbringung des Brennstoffes an Bord, die Heizkraft und die Versorgung mit Brennstoff.

The Lovekin improved outboard loose coupling. Von Riley. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 05 S. 348/64*) Die Kupplung wird zur Verbindung der Schraubenwelle mit der Tunnelwelle benutzt. Berechnung einer Lovekinschen Kupplung.

Einiges über Schiffselektrotechnik. Von Schulthes. (Glaser 1. Juli 05 S. 1/8*) Strombedarf an Bord von Handels- und Kriegsschiffen. Stromart und Spannung. Kraftwerke. Einzelschaltung. Parallelschaltung. Aushülfsmaschinen. Stromzuführung von außerhalb des Schiffes. Stromverteilung. Sicherheitsvorschriften. Sicherheitsvorrichtungen. Schluß folgt.

Beachy Head new lighthouse. Von Case. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 S. 267/80 mit 1 Taf.) Eingehende Darstellung der Konstruktion des Leuchtturmes, dessen Feuer 31,5 m über Wasserspiegel liegt. Ausführung des Baues und Hülfsmittel dazu. Gründung. Mauerwerk. Optische Einrichtungen und Lichtquelle.

Straßenbahnen.

Gleislose elektrische Bahnen. Von Schiemann. (Elektrot. Z. 6. Juli 05 S. 623/27*) Eigenarten und Verwendungsgebiete von gleislosen Bahnen. Bericht über Kosten und Betrieb einiger ausgeführter Strecken.

Zementindustrie.

L'industrie du ciment aux États-Unis. Von Roux. (Mém. Soc. Ing. Civ. Mai 05 S. 700/22*) Allgemeines über die Zementfabrikation. Konstruktion und Wirkungsweise der Drehöfen. Vorschriften über die Beschaffenheit des Zements.

Rundschau.

Im Kraftwerk der Manhattan-Hochbahn in der 74. Straße zu New York, das bisher mit 5000 KW-Drehstromdynamos, angetrieben durch Kolbendampfmaschinen, ausgerüstet war, ist im Dezember 1904 eine 5500 KW-Turbodynamo aufgestellt worden. Ueber den Betrieb und das **Parallelarbeiten** dieser **Turbodynamo mit den Kolbendampfmaschinen** des Werkes liegen einige bemerkenswerte Angaben vor [1]). Die von der Westinghouse Co. gelieferte Turbodynamo ist am Tage nach der Inbetriebnahme öfter während beträchtlicher Zeit mit Belastungen von 7000 bis 8000 KW beansprucht worden. Sie läßt sich leicht mit den Kolbenmaschinen parallel schalten und hat sich beim Parallelarbeiten mit den andern Maschinen gewissermaßen als Puffermaschine erwiesen, indem sie infolge ihrer empfindlicheren Geschwindigkeitsregelung die Belastungsschwankungen besser aufnimmt als die langsam laufenden Kolbenmaschinen. Für diese ergibt sich daraus der Vorteil, daß sie gleichmäßiger belastet bleiben. Sollte diese Wirkung der Turbodynamo als Puffermaschine jedoch unerwünscht sein, so läßt sie sich durch Einstellen an der Regelung beseitigen.

Aus den Betriebsergebnissen des Kraftwerkes kann man weiterhin schließen, daß sich Turbodynamos insbesondre gut zur Speisung von synchronen Umformern eignen, da die beiden Maschinenarten infolge der beiden gemeinsamen Umlaufbewegung gut parallel laufen. Um über die synchronisierende Kraft von Turbodynamos untereinander Aufschluß zu erhalten, sind zudem besondre Versuche unternommen worden. Hierbei hat sich gezeigt, daß die Maschinen unter voller Spannung bei jeder Belastungsänderung synchron laufen. Bei Verminderung der Spannung auf 60 vH hielten die Maschinen ebenfalls die voller Belastung entsprechende Stromstärke aus, ohne Schwankungen im synchronen Lauf. Die Spannung konnte sogar auf 15 vH vermindert werden, ohne daß die Maschinen bei voller Stromstärke aus dem Takt fielen. Nur machte sich ein starkes Hin- und Herschwanken der Belastung zwischen den einzelnen Maschinen bemerkbar.

Aehnliches gutes Verhalten beim Parallelarbeiten wird auch den mit 75 Uml./min arbeitenden großen Kolbenmaschinen desselben Elektrizitätswerkes nachgesagt, ein Verhalten, das in Deutschland übrigens bei allen modernen Maschinen jeder Elektrizitätsfirma mehr oder weniger als selbstverständlich

[1]) »Power« April 1905 S. 208. In dieser Veröffentlichung wird gesagt, daß es sich um das Kraftwerk der Interborough Rapid Transit Co., s. Z. 1904 S. 574 und 1905 S. 341, handle. Das ist offenbar unrichtig, wie aus unsern Veröffentlichungen über dieses Werk, das in der 58. Straße liegt, hervorgeht. Gemeint ist das Kraftwerk der Manhattan-Hochbahn, das sich in der 74. Straße befindet und ursprünglich mit 8 Kolbendampfmaschinen ausgerüstet werden sollte. Im Interborough-Werk sind allerdings ebenfalls Turbodynamos aufgestellt, und zwar vier von je 1250 KW Leistung.

gilt. Bei den 5000 KW-Drehstromerzeugern der Westinghouse Co. wird es durch großes Schwunggewicht und sorgfältige Dämpfung an den Magnetpolen erreicht. Die Pole und das wirksame Joch sind zwar in ganzer Höhe lamelliert, aber zwischen den einzelnen Polschuhen sind als Dämpferwicklung starkwandige Rahmen aus Bronze angebracht, in denen sich kräftige Wirbelströme entwickeln können. Die erste Bedingung für gutes Parallelarbeiten, ein schweres Schwungrad, wurde durch entsprechende Ausbildung des 167 t schweren Magnetrades erreicht. Die 40 geblätterten Pole und das ebenfalls geblätterte Joch des Rades von 9760 mm Dmr. sitzen in einem Ring aus Stahlguß mit starken Längs- und Querrippen, und dieser Jochring ist durch zwei volle Scheiben aus je sechs zusammengenieteten Stahlblechsegmenten mit der 20 t schweren Nabe, die aus einem Stahlgußstück abgedreht worden ist, verbunden. Auch das Kraftwerk der Interborough Rapid Transit Co. in der 58. Straße in New York ist mit neun Maschinen fast derselben Ausführung ausgerüstet worden. Ueber den **Zusammenbau** dieser großen **Dynamomaschinen** hat Hr. Wilson, Betriebsdirektor der Westinghouse Electric and Manufacturing Co., einen ausführlichen Bericht [1]) veröffentlicht, dem die folgenden Angaben entnommen sind.

Die Dynamos sind mit Zwillingsverbundmaschinen von 8000 PS und 75 Uml./min gekuppelt, zwischen deren beiden Zylinderpaaren sie stehen, und sind ihren Abmessungen nach immer noch die größten und schwersten elektrischen Maschinen, wenn sie auch hinsichtlich ihrer Leistung von einigen schnelllaufenden Dynamos mit Turbinenantrieb übertroffen werden. Die Nabe des Magnetrades ist mittels einer Druckwasserpresse auf die hohle Maschinenwelle aufgebracht worden. Die Nabe hat 940 mm (37") Dmr. und vier 203 mm (8") lange Paßflächen sowie in der Mitte eine 254 mm lange weiter ausgebohrte Kehle. Der Spielraum für die Paßflächen beträgt 0,17 mm, wobei zum Aufpressen ein Druck von 500 bis 600 t erforderlich war. Die von der Allis Chalmers Co. gelieferte Kurbel- und Dynamowelle ist auf 405 mm Dmr. durchlaufend ausgebohrt. Zum Aufsetzen der Nabe sind durch die Bohrung schwere Zugstangen geführt, die am einen Ende durch ein schweres Gußstück gehalten werden, während am andern Ende die Stützplatten für die sonst zum Aufbringen von Kurbeln dienende Presse befestigt sind. Die Presse hat drei in gleichseitigen Abständen stehende Zylinder, deren Kolben mit Hülfe von Paßringen auf die aufzupressende Nabe drücken. Das Druckwasser wird durch eine elektrisch betriebene Pumpe geliefert.

Zum festen Verbinden der Nabe mit der Welle dienen zwei Keile an einander entgegengesetzten Stellen des Wellenumfanges. Der eine Keil ist ein normaler Federkeil, während die gegenüberliegende Verkeilung in besonderer Weise durchgeführt ist. Hier ist die Keilnut der Nabe 65 bis 75 mm breiter als die der Welle, und der Keil ist an seinem in die Nabe gehörenden Teil an den Seiten in der Längsrichtung abgeschrägt, so daß, nachdem die Nabe auf die Welle gepreßt ist, in die Nabennut neben dem Keil auf beiden Seiten je ein schmalerer einseitig abgeschrägter Keil eingetrieben werden kann. Damit hat die Westinghouse Co. offenbar eine besonders gute Befestigung erzielt, durch die etwa vorhandene Ungenauigkeiten in der Teilung gut ausgeglichen werden können.

Erhebliche Schwierigkeiten verursachte das Zusammensetzen des aus vier Segmenten bestehenden gußeisernen Kranzes und der beiden Blechscheiben zum Halten des Kranzes. Die sechs Segmente jeder Scheibe sind zum bessern Aneinanderpassen so bearbeitet, daß ein Spielraum von je 0,8 mm zwischen zwei benachbarten Scheiben bleibt. Die Scheibensegmente und die Kranzsegmente sind nach der Fertigstellung in der Werkstatt zunächst in wagerechter Lage miteinander und mit der Nabe zusammengebracht worden. Zum endgültigen Aufbau in der richtigen senkrecht liegenden Ebene mußte indessen ein besonderer Weg beschritten werden. Am äußern Umfang der auf die Welle aufgebrachten Nabe wurden zwölf Gewindebohrungen angebracht, in die zwölf auf ganzer Länge mit Gewinde versehene starke Bolzen eingeschraubt wurden. Auf die Bolzen wurden starkwandige, mit Muttergewinde versehene Röhren aufgeschraubt, an deren äußern Enden Augenbolzen mit linksgängigem Gewinde eingesetzt wurden. Auf den so gebildeten Stern aus zwölf Speichen oder Spannstangen, deren Länge durch Drehen der mit rechts- und linksgängigem Gewinde versehenen Röhren beliebig eingestellt werden konnte, wurden die vier Abschnitte des Kranzes aufgebracht. Hierzu wurde zunächst auf den drei nach unten stehenden Spannstangen ein Kranzabschnitt in der Weise angebracht, daß Querbolzen durch die Augenbolzen und entsprechende Löcher in den inneren Rippen des Kranzes gezogen wurden. Nachdem so alle vier Abschnitte des Kranzes auf den Speichenstern aufgesetzt, aneinandergepaßt und ausgerichtet waren, wurden sie durch Schrumpfanker und Bolzen fest miteinander verbunden. Sodann konnten die einzelnen Abschnitte der beiden Vollscheiben bequem an ihre Stelle gebracht und an Kranz und Nabe befestigt werden, wonach die Spannstangen entfernt wurden.

Die 12 Segmente der beiden Vollscheiben bestehen aus je zwei Teilen von 41 und 35 mm Blechstärke. Das schwächere Blech sitzt am Kranze, das stärkere an der Nabe, und beide Teile sind durch 50 mm-Niete miteinander verbunden. Zur Befestigung an der Nabe dienen 108 kegelige Bolzen von 57 mm Dmr. von verschiedenen Längen in drei konzentrischen Kreisen und 20 gewöhnlichen Bolzen von 50 mm Dmr. zum Einpassen. Am Kranz sind die beiden Scheiben mit 144 kegeligen, 50 mm starken Bolzen in zwei Kreisen befestigt. Die kegeligen Bolzen sind im Verhältnis 1 : 192 abgeschrägt. Die Löcher für die Kegelbolzen wurden beim vorläufigen Zusammensetzen des Magnetrades in der Werkstatt nur roh hergestellt und erst nach Aufbringen der Scheiben an Ort und Stelle durch besondere Reiber fertiggestellt, wobei die Scheibensegmente vorübergehend durch Paßbolzen befestigt waren. Die Kegelbolzen wurden in die sorgfältig ausgebohrten Löcher auf 6 bis 12 mm Tiefe mit 5½ bis 7½ kg schweren Hämmern eingetrieben. Das genaue Rundlaufen des Kranzes ist durch die Anordnung von Ringleisten oder Falzen im Kranz und in der Nabe erreicht worden, die in entsprechende Ringnuten in den Vollscheiben eingreifen. Den genauen seitlichen Lauf des Magnetrades hat man durch den oben geschilderten sorgfältigen Aufbau, die saubere Bearbeitung in der Werkstätte, die gute Absteifung durch die Vollscheiben und dadurch erzielt, daß die Scheiben auf der Nabe und am Kranz seitlich in einer radialen Höhe von 560 und 320 mm aufliegen.

Wie erwähnt sind nicht nur die Pole, sondern auch das eigentliche magnetisch wirksame Joch dieser Maschine aus Blechpaketen zusammengesetzt. Die Bleche sind 0,8 mm stark und in solchen Größen ausgestanzt, daß 20 Kranzabschnitte mit den zugehörigen beiden Polansätzen den Kreis ausfüllen. Die Abschnitte sind also in rd. 1500 mm Länge mit den Löchern für die Befestigungsbolzen und mit zwei Schwalbenschwanzansätzen ausgestanzt. Die Schwalbenschwänze der zusammengesetzten Blechpakete greifen in entsprechende Nuten auf dem Umfang des gußeisernen Kranzes ein und sichern eine gute Führung der Bleche beim Aufbringen. Der Blechmagnetkörper wird seitlich durch 38 mm starke Stahlgußplatten von ungefähr gleicher Form wie die einzelnen Blechabschnitte abgeschlossen. Sie sind auch ebenso wie die Bleche mit Schwalbenschwänzen und mit je 40 Bolzenlöchern versehen. Zum Zusammenpressen der einzelnen Pakete dienen 25 mm starke Bolzen aus kalt gewalztem Eisen. Die Bolzenköpfe und -muttern sind von besonderer Scheibenform und in den Endplatten versenkt.

Beim Zusammenbau wurden zunächst die 20 Endplatten der einen Feldseite eingesetzt und soviel Bleche daneben geschoben, daß ein Ring von etwa 100 mm Breite besetzt war. Die nebeneinander liegenden Blechabschnitte wurden dabei immer um die Hälfte ihrer Länge versetzt. Die erste Blechkörperschicht, von denen der ganze Magnetkörper sieben enthält, die durch breite, um den ganzen Ring laufende Luftspalten mit strahlenförmig stehenden Abstandrippen getrennt sind, wurde dann vorläufig durch Bolzen und Platten zusammengedrückt. Darauf wurden die Spaltrippen und die nächste Blechschicht eingesetzt und mit der ersten zusammengedrückt usw., bis der ganze Blechkörper auf den gußeisernen Kranz aufgebracht war. Sodann wurden die vorläufigen Preßbolzen entfernt und nach genauem Ausrichten der Bolzenlöcher die 25 mm starken Bolzen eingezogen und verschraubt. Da die Bleche indessen alle von einer Seite her eingesetzt wurden, hat der ganze Körper zunächst eine Verzerrung erhalten, die mittels einer Druckwasserpresse von 100 t Druckkraft ausgeglichen werden mußte. Der gußeiserne Kranz wurde hierbei sorgfältig abgestützt und der Blechkörper durch den Preßkolben ein wenig zur Seite gedrückt, worauf die Preßbolzen nachgezogen wurden. Diese Arbeit wurde solange wiederholt, bis der ganze Kranz allmählich seine richtige Form erlangt hatte. Nach Aufbau des Magnetrades wurden schließlich die Feldspulen über die Pole geschoben, die durch zweiteilige, von entgegengesetzten Seiten zwischen die Pole eingetriebene schwere Kupferkeile festgehalten werden. Außerdem sind die Spulenträger — mit Flanschen versehene Hülsen aus Messing — an den Seiten der Pole verschraubt. Das Aufsetzen der Dämpferbrücken zwischen den Kanten zweier benachbarten Pole bietet keine Schwierigkeit.

Der feststehende Anker der Maschine wiegt 235 t. Sein Gehäuse ist aus sieben Gußstücken zusammengesetzt, von

[1]) Engineering News 23. März 1905 S. 306.

denen das eine das Scheitelstück des Ringgehäuses bildet, das herausgenommen werden kann, um einzelne Feldspulen auszuwechseln. Das Gehäuse ruht auf einem zweiteiligen Grundrahmen, dessen beide Hälften je 20 t wiegen. Der Rahmen ist in der Grube aufgestellt und ausgerichtet worden, gleich nachdem die Maschinenwelle montiert war. Nach vollständigem Austünchen und Eingießen des Grundrahmens mit Beton auf 200 bis 230 mm Höhe über dem Grundmauerwerk wurden die Teile des eigentlichen Ankergehäuses aufgesetzt. Ein besonderes Verfahren wurde angewendet, um einen überall gleichen Luftraum zwischen Anker und Magnetrad zu erhalten, vornehmlich um die Durchbiegungen des Ankergehäuses auszugleichen, die infolge des ungeheuer großen Eigengewichtes entstehen mußten. Die fünf den Gehäusekranz bildenden Teile wurden deshalb, nachdem die Fugenflächen bearbeitet waren, vorläufig in der richtigen senkrechten Lage aufgestellt, und an dem stehenden Gehäuse wurden die sich ergebenden Formveränderungen genau gemessen. Die Durchbiegung am Scheitel betrug bei allen Maschinen etwa 3 mm. Das Gehäuse wurde sodann wieder auseinander genommen und in wagerechter Lage auf dem eigens für diese Maschinengröße bestimmten Drehwerk zusammengebaut. In dieser Lage wurde es durch Druckwasserpressen derart belastet, daß es genau dieselben Formveränderungen aufwies, wie sie vorher in senkrechter Stellung gemessen worden waren. Bei dem nun folgenden Ausdrehen konnte infolgedessen die richtige kreisrunde Bohrung erzielt werden. Die Schwalbenschwanznuten für die Ankerbleche wurden in derselben Lage des Gehäuses durch versetzbare Stoß- und Fräsmaschinen hergestellt. Zum Einsetzen der Ankerbleche wurden die einzelnen Gehäuseteile wieder auseinander genommen. Die Bleche, die ähnlich wie beim Magnetrad eingesetzt wurden, durften bis etwa 3 mm über die Fugenfläche der Gehäuseteile hinausragen. Die Blechfuge wurde dann zur Herstellung eines möglichst guten Kraftlinienweges genau gehobelt.

Die Anker sind an Ort und Stelle gewickelt worden. Die Drehstromwicklung besteht aus drei in Sternschaltung verbundenen Stromkreisen von 11000 V verketteter Spannung. Der Nullpunkt der Drehstromwicklung ist gewöhnlich gegen Erde isoliert, kann jedoch durch einen Widerstand an Erde gelegt werden, wenn Kurzschluß in den Kabeln oder sonstige Störungen es nötig machen sollten. Der Widerstand ist indessen so bemessen, daß der vom Nullpunkt der Maschine zur Erde fließende Strom den dreifachen Betrag des Phasenstromes nicht überschreiten kann. Es sei hier erwähnt, daß die Dynamomaschinen des Kraftwerkes der Manhattan-Hochbahn von gleicher Bauart sind und bei den neueren Maschinen im wesentlichen nur die Ankerwicklung geändert worden ist. Die Manhattan-Maschinen haben 480 Ankernuten, also 4 Nuten für Pol und Phase, und je drei Leiter in einer Nut. Die Maschinen für die Untergrundbahn dagegen haben 360 Nuten — also nur 3 für Pol und Phase — und vier Leiter in jeder Nut. Bei den Manhattan-Maschinen wird die Spannungskurve bei der großen Nutenzahl zu flach, während bei den neueren Maschinen die Sinuskurve eher erreicht wird. Bei den Manhattan-Maschinen sind die drei Kupferstäbe jeder Nut einzeln mit Papier, Glimmer und Leinwandstreifen isoliert, und die Isolation jedes Stabes ist für sich getränkt und getrocknet. Die drei Stäbe sind sodann zusammen mit getränkten Papierstreifen in 3½ Windungen und mit Glimmer, der durch Leinwandstreifen gehalten wird, bewickelt, diese Wicklung wieder in Isolierlack getränkt und ungefähr 12 Stunden lang bei etwa 100° C getrocknet. In dieser Weise sind die Stäbe dreimal behandelt worden. Die drei Stäbe einer Spulenseite sind an den sorgfältig verzinnten Enden etwas auseinander gebogen. Die Spulenseiten werden in den Nuten durch Fiberkeile gehalten. Die Stirnverbindungen von einheitlicher Form sind ähnlich, nur nicht ganz so gründlich isoliert. Die Isolation der einzelnen Stäbe gegen Erde muß 40000 V aushalten können. Die einzelnen Spulenseiten sind während des Zusammenbaues mehrere Minuten lang mit 30000 V und die fertigen Ankerspulen schließlich je ½ st mit 25000 V geprüft worden.

Die Dynamos der Untergrundbahn haben nun nicht nur weniger Spulen von größerer Windungszahl, sondern der Aufbau der Spulen ist auch geändert worden. Während früher die fertige Spulenseite von oben her in die Nut eingelegt wurde und ihre Stabenden durch Stirnverbindungsstäbe mit den zugehörigen Stäben der andern Spulenseite vereinigt wurden, sind die jetzigen Stäbe und die von ihnen gebildeten Spulenseiten U-förmig zur einer offenen Halbspule gebogen und werden von der Seite in die Nuten eingeschoben, worauf die Verbindungsstellen der einzelnen Stäbe einer Spule verlötet werden. Bei dieser Spulenform vermindert sich also die Zahl der Lötstellen um die Hälfte, und die ganze Spule gewinnt mehr Festigkeit. Allerdings sind Ausbesserungen an der fertigen Wicklung etwas schwieriger. Die Isolation der Stirnverbindungen besteht aus geölter und mit Sterlinglack bedeckter Leinwand.

Das erste Inbetriebsetzen dieser großen Maschinen wurde in der Weise ausgeführt, daß zwei von den Maschinen durch augenblicklich unbenutzte Sammelschienen verbunden und dann zusammen angelassen wurden. Die Dynamos kamen im allgemeinen bald darauf in Synchronismus, so daß sie gefahrlos auf volle Spannung gebracht werden konnten. Andernfalls zeigte sich eine Ungleichheit in den Phasen durch die Ausschläge der in den Phasenverbindungen eingeschalteten Strommesser an. Dieses Verfahren wird für derartige Maschinengrößen dem des Parallelschaltens auf Maschinen, die in vollem Gang sind, vorgezogen, da man bei letzterem von der unbedingten Sicherheit der Meßtransformatoren, Phasenlampen usw. abhängig ist.

Zum Schluß seien noch einige Zahlen aus den Ergebnissen der Abnahmeversuche mitgeteilt, über die L. L. Gaillard berichtet hat[1]). Die wichtigsten Zahlen sind nachfolgend zusammengestellt.

Belastung der Maschine		$^1/_4$	$^1/_2$	$^3/_4$	voll	$1^1/_4$
Eisenverluste . . .	KW	38,69	38,69	38,69	38,69	38,69
Stromwärme im Anker	»	1,51	6,04	13,59	24,16	37,75
Stromwärme im Feld .	»	35,54	35,54	35,54	35,54	35,54
Verluste insgesamt. .	»	75,74	80,27	87,82	98,39	111,98
Leistung	»	1250	2500	3750	5000	6250
Energieaufnahme . .	»	1325,74	2580,27	3837,82	5098,39	6361,98
Wirkungsgrad tatsächlich	vH	94.29	96,50	97,71	98,06	98,24
Wirkungsgrad gewährleistet	»	90,00	94,50	95,50	96,50	97,00

Die Spannungsänderung bei völliger Entlastung und gleichbleibender Erregung und Geschwindigkeit ergab sich aus den aufgenommenen Charakteristikkurven zu 4,5 vH. Die Temperatur erhöhte sich nach 17stündiger Vollbelastung in der Feldwicklung auf 22,5°, in der Ankerwicklung auf 22,6° und im Ankerblech auf 22,5° C. Die Isolation der Feldwicklung gegen das Magneteisen hielt bei einem Durchschlagversuch 2500 V auf 1 min, die der Ankerwicklung gegen das Ankereisen 25000 V bei 25 Per./sk auf 30 min aus. Beim Anker zeigten sich bei dieser Spannung anfangs starke statische Entladungen, die während des Versuches abnahmen und nach etwa 20 min ganz verschwanden.

Auch in den **Vereinigten Staaten von Amerika,** wo die Eisenbahngleise bis jetzt so gut wie ausschließlich auf hölzernen Schwellen verlegt sind, beginnt man der Frage des **eisernen Oberbaues** näherzutreten. Die Carnegie Steel Company in Pittsburg hat seit einiger Zeit mehrere bedeutende Eisenbahngesellschaften mit ansehnlichen Mengen eiserner Querschwellen versorgt. Die nebenstehende Abbildung gibt einen Querschnitt der Schwelle, der von den bei uns üblichen Formen ganz und gar abweicht. Der obere Flansch des I-Trägers hat 114 mm Breite, der untere 203 mm Breite, während die Höhe 140 mm, die Länge der Schwelle 2,59 m beträgt. Der Schwellenform wird nachgerühmt, daß sie genügende Tragfläche und Auflagerfläche für die Schiene darbiete, daß sie dabei gut einzubetten und zu unterstampfen sei und eine bequeme Befestigung der Schienen gestatte.

Die **elektrische Bahn zwischen Kobe und Osaka** in Japan, deren Bau im Jahre 1903 in Angriff genommen worden ist, ist am 12. April dem Verkehr übergeben worden. Damit ist zu den bereits bestehenden Verbindungen zwischen Kobe und dem Mittelpunkt der japanischen Großindustrie eine neue getreten. Die 30 km lange Bahn dient nur dem Personenverkehr; einschließlich des Aufenthaltes auf 35 Haltestellen wird die Strecke in 1½ Stunden zurückgelegt. Das Material der mit Drahtseilleitung erbauten Bahn soll von Amerika bezogen worden sein, während die Wagen in Japan selbst gebaut worden sind.

---

[1]) Electric Club Journal Mai 1905.

Woodworth beschreibt in der Zeitschrift »American Machinist«[1]) **ein neuartiges Härtebad**, das mit einem selbsttätigen Glühofen erfolgreich zusammenarbeitet und rd. 5000 gehärtete Stücke täglich zu liefern vermag, s. Fig. 1 und 2. Der innere Behälter *a*, der mit der Härtflüssigkeit — gewöhnlichem Fischtran — gefüllt ist, steht durch siebartig durchlöcherte Stutzen *b* und *c* mit der Rohrschlange *d* in Verbindung. Der äußere Behälter *e* wird mit kaltem Wasser gefüllt, das beständig erneuert wird. Beim Eintauchen der zu härtenden Stücke erwärmt man das Bad; durch eine bei *f* angeschlossene Pumpe kann man es jedoch bei *b* absaugen und bei *c* wieder einführen, wobei das Oel in der Rohrschlange genügend abgekühlt wird, um einen ununterbrochenen Verlauf der Härtarbeit zu ermöglichen.

Fig. 1 und 2.

[1]) vom 6. Mai 1905.

Da sich die im Jahre 1903 nach **England** gelieferte **französische Lokomotive**[1]) gut bewährt hat, sind von der Great Western-Bahn bei der Société Alsacienne in Belfort zwei weitere 2/5-gekuppelte vierzylindrige Lokomotiven der bekannten Bauart der französischen Nordbahn nachbestellt, die kürzlich abgeliefert wurden. Diese beiden Lokomotiven sind jedoch erheblich stärker als die erste. Insbesondere konnte der Druck der Treibachsen infolge des guten Massenausgleiches der vierzylindrigen Lokomotiven und der daraus folgenden geringeren Beanspruchung der Gleise auf 19,8 t gesteigert werden.

Die Hauptabmessungen der neuen Lokomotiven sind folgende:

Zyl.-Dmr.: Hochdruck	335 mm
» Niederdruck	600 »
Kolbenhub	640 »
Treibraddurchmesser	2045 »
Gesamtradstand	8900 »
Rostfläche	3,15 qm
Heizfläche	226,2 »
Kesselmitte über S.-O.	2700 mm
Dienstgewicht	74,5 t
Reibungsgewicht	39,6 »

Der britische Konsul in Tokio weist darauf hin, daß der kennzeichnende Zug des **Lokomotivgeschäftes nach Japan** die große Vermehrung der Einfuhr britischer Lokomotiven und die entsprechende Abnahme der Einfuhr aus den Vereinigten Staaten sei. Deutschlands Einfuhr hat ebenfalls zugenommen. Die englischen Lokomotivformen werden bevorzugt, und ihnen haben sich die Amerikaner und die Deutschen anzupassen. Auch im Handel mit schweren Maschinen steht England an der Spitze, während Deutschland und Amerika in kleinen Maschinen starken Wettbewerb machen.

Ein Ausschuß der amerikanischen National Electric Light Association hat festgestellt, daß zur Zeit 224 in Amerika gebaute **Dampfturbinen in den Vereinigten Staaten** im Betrieb sind und zusammen über 350000 PS leisten. Darunter befinden sich 4 Turbinen von 5500 KW, 10 von 5000 KW und 4 von 3000 KW.

Der diesjährige **Deutsche Mechanikertag**, die 16. Hauptversammlung der Deutschen Gesellschaft für Mechanik und Optik, findet am 4. und 5. August in Kiel statt, und in der Tagesordnung wird die nautische Präzisionstechnik einen breiten Raum einnehmen. Die Sitzungen werden in der Marine-Akademie abgehalten und an den Nachmittagen die Kaiserl. Werft und der Kaiser Wilhelm-Kanal besucht werden.

Berichtigung.

Z. 1905 S. 1123 l. Sp. Z. 7 v. o. lies δ_a statt δ_e.

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 219.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 159883. Zwillingspumpensteuerung. Fa. H. R. Worthington, New-York. Der nach rechts gegangene Kolben der Nachbarmaschine hat durch das Gestänge *stuv* die Steuerscheibe *i* so eingestellt, daß der gestreckte Kniehebel *mn* radial zu *i* liegt, wodurch die Drehschieber *h* und l_1 geöffnet sind, *l* geschlossen, h_1 aber, weil das Glied m_1 des Kniehebels $m_1 n_1$ durch die radiale Lage hindurchging, wenig bewegt worden ist. Der nun nach rechts gehende Kolben *a* drückt mittels Gestänges *efgkp* den Kniehebel *mn* nach links durch, wodurch *h* früher oder später (nach 1/4- bis 1/3-Füllung) geschlossen wird, je nachdem die Länge von *p* eingestellt ist. Dabei wird $m_1 n_1$ von p_1 durch die Strecklage hindurchgedrückt und somit h_1 wieder nur wenig bewegt; $s_1 t_1$ steuert die Nachbarmaschine um. Das Umsteuergestänge *stuv* ist so bemessen, daß *mn* in die radiale Lage kommt, wenn auch der Nachbarkolben etwa auf 3/4-Hub stecken bleibt; bei vollem Hube wird *i* über diese Lage hinaus gedreht, sodaß *h* bei unvollständigem Hube des Nachbarkolbens weiter geöffnet ist, also später geschlossen wird und durch Vergrößerung der Füllung den regelmäßigen Gang wieder herstellt.

Kl. 14. Nr. 159219. Hochdruckturbine. G. Zahikjanz, Berlin. Leitrad *a* und Laufrad *b* enthalten zwei oder mehr Kränze spitzwinklig zur Oberfläche liegender U-förmiger Kanäle; die Kränze können neben oder ineinander angeordnet sein. Nachdem der Dampf in geschränkten Windungen *ceded* ... ringsum bis *f* gekommen ist, wird er bei *g* in den zweiten Kranz geleitet, der größeren Durchflußquerschnitt als der erste hat, usw. Durch eine zwischen *f* und *g* anzuordnende Umschaltvorrichtung *i* (Nebenfiguren) können die Turbinenkränze (zum Anlassen) auch parallel geschaltet werden.

Kl. 14. Nr. 159578. Dampfturbine. O. Hörenz, Dresden. Um bei Turbinen mit Dampfdüsen auf beiden Seiten des Schaufelkranzes, deren Strahlen einander zur Umsetzung der Dampfgeschwindigkeit in Druck treffen, die Bildung eines sogenannten Dampfpolsters und die dadurch bedingte Verminderung des Wirkungsgrades zu vermeiden, läßt man einem starken Dampfstrahl aus *a* einen schwächeren aus *b* entgegenblasen, indem *b* entweder geringeren Druck oder kleineren Querschnitt erhält

Kl. 14. Nr. 159200. Leitvorrichtung für Dampf- und Gasturbinen. H. Lentz, Berlin. Um die Verluste zu vermeiden, die in den Ueberleitungen c für mehrfache Beaufschlagung oder für mehrstufige Turbinen entstehen, wenn bei wechselnder Geschwindigkeit des Laufrades a die Leitkanäle c nur für eine Geschwindigkeit geformt sind, werden an der Eintrittstelle verschieden gerichtete Auffangschaufeln angebracht, von denen d_1 der kleinsten, d_3 der größten, d_2 einer dazwischenliegenden Umfangsgeschwindigkeit von a entsprechen.

Kl. 14. Nr. 159051. Spaltdichtung für Dampfturbinen. G. Zabikjanz, Berlin. In Ringnuten des Leit- und des Laufrades oder ringförmiger Fassungen a greifen Ringe b ein, die durch Zwischenlagen (Scheibchen, Rippen usw.) so befestigt sind, daß auf allen Seiten ein geringer Spielraum bleibt, und deren eckige oder Herzform den Strom des Leckdampfes in zwei oder drei Zweige teilt, die später so aufeinander stoßen, daß sie sich gegenseitig hemmen.

Kl. 17. Nr. 159624. Heiz- oder Kühlkörper. H. W. Schmidt, Gummersbach. Zur Vergrößerung der Oberfläche werden Stachelkörper b von U-förmiger Gestalt so an einem Band a befestigt, daß sie beim Umlegen um ein Rohr oder Gefäß mit der Wand a in unmittelbare Berührung kommen, um die Wärmeübertragung zu sichern.

Kl. 46. Nr. 159703. Anlassen mehrzylindriger Brennkraftmaschinen. Société Claudel & Cie., Argenteuil (Frankr.). Eine oder zwei mittlere Kolbenmaschinen greifen an gleichgerichteten Kurbeln b, c an, und die Kurbeln a, d der äußeren Kolbenmaschinen sind gegen b, c um $180^0 \pm \alpha$ versetzt (α etwa $= 25^0$); jeder Zylinder trägt eine verschiebbare Steuerwelle w mit Nockengruppen k, x, y, z. Liegt der Steuerhebel h in der Sperrung 1, so arbeiten die Maschinen im Viertakt für Rechtslauf, wobei v als selbsttätiges Einlaßventil, u als Auspuffventil wirkt. Zum Anhalten legt man h zunächst in die Sperrung 2, dann bleibt u geschlossen, st aber wird so gesteuert, daß die noch laufende Maschine das angesaugte Gemisch im Raume r unverbrannt verdichtet, bis man h in 4 legt, worauf u in den äußeren Zylindern stets offen, in den innern aber stets geschlossen bleibt und dadurch (ohne oder mit Zündung) die Maschine in der gezeichneten Stellung zur Ruhe kommt. Um sie nun wieder anzulassen, legt man h zunächst in die Sperrung 3, dadurch wird st geöffnet, das aus v kommende verdichtete Gemisch setzt die Maschine rechtsum in Gang, und sie arbeitet im Zweitakt, wobei das Ventil l für die in i bereitete Druckluft zum Ausspülen der Rückstände gesteuert wird, bis man h in 1 für Viertakt legt. Die Sperrungen 7, 6, 5 dienen für Linkslauf.

Kl. 46. Nr. 159852. Zweitaktmaschine. H. P. C. Hansen, Frederiksberg bei Kopenhagen. Der Stufenkolben bd wirkt im Raume f als Arbeitskolben, in e als Luftpumpe und im Ringraume m als Gaspumpe, indem er das durch k, l angesaugte Gas für den nächsten Arbeitshub im Raum op verdichtet. Sobald beim Arbeitshube der Auspuff j freigelegt ist, wird das Ventil i entlastet, die in e verdichtete Luft strömt durch g, h, i nach f und spült die Rückstände aus, das Gas strömt aus p durch q in die frische Luft und bildet die neue Ladung, die beim Rückhube verdichtet wird, usw. In einer Abänderung sind sämtliche Ventile durch Kanäle ersetzt, die der Kolben als Schieber steuert.

Kl. 47. Nr. 159406. Zapfen- und Wellenkühlung. F. Krupp A.-G., Essen a/Ruhr. Der durch die Bohrung y des Kurbelzapfens a_1 oder durch Bohrungen z_2, z, z_1 der Welle a, des Kurbelarmes a_2 und des Zapfens a_1 hindurchzutreibende Luftstrom wird durch die Drehung selbst erzeugt, indem entweder an y eine oder zwei drückende bezw. saugende Luftfänger b, b_1 angebracht werden oder die in der Querbohrung z wirkende Fliehkraft benutzt wird.

Kl. 35. Nr. 158764. Sicherheitsvorrichtung an Förderschalen. O. Schweinitz, Michalkowitz (O.-Schl.). Damit die Förderschale b bei einem Bruch im Zwischengeschirr (Kette k, Königstange usw.) nicht abstürzt, ist oberhalb der Seileinbandstelle e ein vom Förderseil d durchdrungener, auf dem obersten Seilschloß g ruhender Kloben f und unterhalb des Zwischengeschirres kl an b ein Kloben c angeordnet. Um beide ist mit geringer Spannung ein Seil a geschlungen (oben doppelt) und durch Seilschlösser i verbunden.

Kl. 47. Nr. 158880. Kurbelgetriebe. B. Konetzki, Hamburg-Borgfelde. Das Getriebe dient zum Antreiben des Schwungrades n einer Zwillings- oder Verbund-Dampfpumpe $b_1 a_1 d_1 e_1$, $b a d e$. Schleifen c_1, c der Kolbenstangen a_1, a greifen über Zapfen oder Rollen g_1, g eines zweiarmigen Schwunghebels f, dessen Mitte bei i mit einem Schlitten h und einem dritten Arme k drehbar verbunden ist, welcher zwischen Knaggen o, o lose schwingt und dann mittels Schleife l den Kurbelzapfen m antreibt.

Kl. 35. Nr. 159665. Fangvorrichtung. P. Thielmann, Duisburg-Wanheimerort. Die bei Seilbruch die Fangklauen a an die Leitbäume b schnellende Feder f gerät mit den angeschlossenen Massen in Schwingungen, wodurch die Klauen a von b abgerissen und beim abermaligen Anschlagen durch die inzwischen gewachsene lebendige Kraft des Förderkorbes zerstört werden können. Dies zu verhindern, sind auf der Achse c außer den festen Klauen a noch beliebig viele lose Klauen e angebracht, die durch Anschläge n mitgenommen und durch Kippgewichte k oder dergl. in Eingriff erhalten werden.

Kl. 46. Nr. 159009. Steuerung von Zweitaktmaschinen. P. Albertini, Oberschan (Schweiz). Das Luftventil a und das in a eingebaute Brennstoffventil e werden von Steuerhebeln b, f, deren Rollen d, g hintereinander auf derselben Steuerscheibe c rollen, folgendermaßen gesteuert. Sobald der im Zylinder q abwärts gehende Arbeitskolben den Auspuff freigelegt hat, wird a von b geöffnet, wobei der Anschlag h an der Spindel von e sich von der Hülse k entfernt, und nun spült die in no befindliche Druckluft die Abgase aus. Dann wird e von f geöffnet, Gas oder dergl. strömt von m her nach q, darauf wird a und später auch e geschlossen und die Ladung in p verdichtet und entzündet.

Kl. 47. Nr. 159250. Räder oder Scheiben Vereinigte Dampfturbinen-Gesellschaft m. b. H., Berlin. Um bei breiten, schnell umlaufenden Scheiben und Rädern nicht nur die Mitte des Kranzes ab (durch eine oder mehrere, als Körper gleichen Widerstandes gebaute Scheiben c) zu versteifen, sondern auch die Ränder d, e, werden Ringe f, g eingebaut, die wesentlich kleinere Umfangsgeschwindigkeit als der Kranz haben und daher in der Lage sind, einen Teil der Fliehkraft des Kranzes und etwa ihn belastender Teile (Turbinenschaufeln usw.) aufzunehmen.

Kl. 58. Nr. 159857. Preß- oder Hebezeugpumpe. R. Teegler, Heerdt bei Düsseldorf. Läßt man den Antriebhebel i im Winkel α arbeiten, so fördert die Pumpe $fcea$ Flüssigkeit aus dem Saugraume h in den Druckraum d. Schwingt aber i im Winkel β, so öffnet der Kolbenansatz b bei jeder Schwingung das Druckventil a, und die Kolbennut g stellt eine das Saugventil e umgehende Verbindung zwischen d und h her, so daß man in genau bestimmbarem Maße den Druck vermindern oder die Last senken kann.

Angelegenheiten des Vereines.

Beschlüsse der 46sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure am 19., 20. und 21. Juni 1905 in Magdeburg.

(Die Nummern und Titel entsprechen der in Z. 1905 S. 637 veröffentlichten Tagesordnung der Hauptversammlung.)

1) Eröffnung durch den Vorsitzenden.

Kein Beschluß.

2) Verleihung der Grashof-Denkmünze.

Auf Antrag des Vorstandes und des Vorstandsrates wird die Grashof-Denkmünze Hrn. Geh. Hofrat Dr.-Ing. Max v. Eyth in Ulm verliehen.

3) Geschäftsbericht des Direktors.

Kein Beschluß.

4) und 5) Vorträge.

6) Rechnung des Jahres 1904.

Die Rechnung wird auf Grund des Berichtes der Rechnungsprüfer genehmigt; dem Vorstande und dem Vereinsdirektor wird Entlastung erteilt.

7) Wahl von 3 Mitgliedern des Vorstandes für die Jahre 1906 und 1907.

Gewählt werden: zum Vorsitzenden Hr. Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. Slaby-Charlottenburg, zu Beigeordneten im Vorstand Hr. Hartmann, erster Dampfkesselrevisor-Hamburg, und Hr. Ugé, Direktor des Eisenwerkes Kaiserslautern-Kaiserslautern.

8) Wahl zweier Rechnungsprüfer und ihrer Stellvertreter für die Rechnung des Jahres 1905.

Es werden gewählt: zu Rechnungsprüfern die Herren Maschinenfabrikant Rein-Bielefeld und Bergwerksdirektor a. D. Reuß-Halle a/S., zu deren Stellvertretern die Herren Fabrikdirektor Blümcke-Mannheim und Fabrikant Haßler-Augsburg.

9) Hilfskasse für deutsche Ingenieure.

Kein Beschluß.

10) Pensionskasse der Beamten des Vereines.

Kein Beschluß.

11) Berichte des Vorstandes über im Gang befindliche Vereinsarbeiten.

a) Technolexikon: Kein Beschluß.

b) Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungs-Kraftmaschinen: Der Gegenstand wird von der Tagesordnung abgesetzt, weil noch nicht genug Aeußerungen von Bezirksvereinen vorliegen.

c) Mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und andern Ingenieurarbeiten: Wie zuvor.

d) Geschichte der Dampfmaschine: Kein Beschluß.

e) Hochschul- und Unterrichtsfragen: Kein Beschluß.

f) Maßstäbe der Indikatorfedern: Kein Beschluß.

g) Versuche mit überhitztem Wasserdampf: Kein Beschluß.

12) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 50000 ℳ zu Umbauten und Neueinrichtungen im Vereinshause Charlottenstr. 43 und 17) Bau eines neuen Vereinshauses.

Der Antrag des Vorstandes wird angenommen.

Es wird ausgesprochen, daß nicht beabsichtigt wird, vor Ablauf von 5 Jahren über den Bau eines neuen Vereinshauses zu verhandeln.

13) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 10000 ℳ, um dem Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik die Bildnisse von Alfred Krupp und Werner Siemens zu stiften.

Der Antrag wird angenommen.

14) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 1000 ℳ zu einem Denkmal für L. Franzius.

Der Antrag wird angenommen.

15) Antrag des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines.

Der Antrag lautet:

Die Hauptversammlung wolle beschließen, daß für die Abhaltung der Hauptversammlungen der aus der Kasse des Hauptvereines dem jeweiligen Festausschuß zu überweisende Zuschuß auf 15000 ℳ festgesetzt wird. Demgemäß wird beantragt, Nr. 31 der Ausführungsbestimmungen des Vereinsstatuts wie folgt abzuändern: »Zu ersteren Ausgaben wird für jede Hauptversammlung aus der Kasse des Hauptvereines ein Betrag von 15000 ℳ bereitgestellt, über welchen der Festausschuß unbedingt verfügen kann.«

Der Antrag wird abgelehnt.

16) Antrag des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines.

Der Antrag lautet:

Die Hauptversammlung wolle beschließen, daß der von dem Vorstande des Hauptvereines gemäß § 31 des Vereinsstatuts an die Bezirksvereine zu überweisende Betrag von 5 ℳ auf 10 ℳ für jedes Mitglied erhöht wird. Demgemäß wird beantragt, den letzten Absatz des § 31 des Vereinsstatuts wie folgt abzuändern: »Von dem jährlichen Betrag von 20 ℳ überweist der Vorstand dem Bezirksverein, welchem das Mitglied sich etwa angeschlossen hat, den Betrag von 10 ℳ, während 10 ℳ der Kasse des Gesamtvereines verbleiben; gehört das Mitglied mehreren Bezirksvereinen an, so gebührt der Betrag von 10 ℳ demjenigen Bezirksverein, welchen das Mitglied selbst bezeichnet.«

Der Antrag wird von den Vertretern der beiden Bezirksvereine zurückgezogen, dagegen ein Antrag des Hrn. v. Bach angenommen, welcher lautet:

»Der Vorstand möge sich durch einen Ausschuß ergänzen, welcher die Frage der Unterstützung der Bezirksvereine durch den Gesamtverein namentlich nach der Richtung hin prüfen soll, inwieweit die geistige Tätigkeit der Bezirksvereine durch den Gesamtverein gehoben werden kann.«

18) Ort der nächsten Hauptversammlung.

Die Einladung des Berliner Bezirksvereines, die nächstjährige Hauptversammlung, mit der die Feier des 50jährigen Bestehens des Vereines verbunden sein wird, in Berlin abzuhalten, wird angenommen.

19) Haushaltplan für 1906.

Der Haushaltplan wird so, wie vom Vorstande vorgelegt, genehmigt.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 30. **Sonnabend, den 29. Juli 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Kohlenkipper im Hamburger Hafen.

Das Werk Nürnberg der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. hat im Jahre 1903 dem Hamburger Staat für seine neuen, jetzt an die Hamburg-Amerika-Linie verpachteten Hafenanlagen auf Kuhwärder außer anderm zwei Kohlenkipper, Fig. 1 bis 7, geliefert, die zum unmittelbaren Entladen von Kohlenwagen in Schuten und Leichter dienen. Die Kipper haben ihren Standort an dem mit vorzüglich angelegten Zu- und Abfahrtgleisen versehenen Kohlenkai und liegen etwa 70 m voneinander entfernt.

Fig. 1.

Kipper außer Betrieb mit eingezogener Schüttrinne.

Die eigentliche Kippvorrichtung jedes der beiden Kipper, Fig. 4 bis 7, vereinigt in sich zwei verschiedene Getriebe, wovon das eine, selbsttätig wirkende, bei niedrigen Wasserständen, vergl. Fig. 2, das andre, für motorischen Antrieb eingerichtete, bei höheren Wasserständen, vergl. Fig. 3, zur Anwendung gelangt. Der Wasserstand im Hamburger Hafen beträgt bei Ebbe + 2 m, bei Flut + 6,2 m.

Das selbsttätig wirkende Getriebe, bei welchem das Gewicht der zu verladenden Kohle als Betriebskraft dient, lehnt sich in seiner Ausführung im allgemeinen an die in den Ruhrhäfen seit längerer Zeit im Betrieb befindlichen Kipper an. Die Auffahrtbühne, welche am wasserseitigen Ende die der Firma geschützte Fangvorrichtung zum Halten des zu entleerenden Wagens trägt, ist für beide Getriebe gemeinschaftlich. Bei dem selbsttätig wirkenden inneren Getriebe schwingt die Bühne um zwei Zapfen, die auf den beiderseits angeordneten Trägern des motorisch betriebenen äußeren Getriebes gelagert sind, während bei Benutzung der äußeren Kippe die Bühne mit den genannten Trägern gekuppelt wird. Konzentrisch zur Aufhängung der inneren Kippe ist unter der Bühne ein Zahnradsegment angeordnet, in das ein Getriebe eingreift, dessen Welle auf dem Rahmen der äußeren Kippe gelagert ist. Auf dieser Welle sitzt außerhalb des Rahmens der äußeren Kippe (rechts in Fig. 5) eine durch einen Handhebel zu bedienende Bandbremse. Ist der Wagen soweit aufgefahren, daß seine vordere Achse von den Fanghaken in bekannter Weise selbsttätig umfaßt ist, und ist der am landseitigen Ende der Bühne verschiebbar angebrachte Haken in den Kuppelhaken des Wagens eingehängt, so wird, nachdem die vordere Wagenstirnwand entriegelt ist, die Bremse gelüftet. Der jetzt vor der Drehachse der sich bewegenden Teile liegende Schwerpunkt bringt die Bühne mit dem daraufstehenden Wagen zum Kippen. Die bis 45° geneigte

Lage der Bühne wird mittels der wieder angezogenen Bremse solange festgehalten, bis sich der Wagen vollständig entleert hat. Hierauf wird die Bremse wiederum gelüftet, so daß der durch das Fehlen des Wageninhalts nunmehr hinter die Drehachse gerückte Schwerpunkt die Bühne wieder in die wagerechte Lage zurückbringt. Mittels dieser inneren Kippe können Wagen von 2,5 bis 4 m Radstand und 10 bis 20 t Nutzlast selbsttätig gekippt werden. Bei Wagen mit größerem Radstand kann durch eine Handwinde, die für gewöhnlich ausgerückt ist, nachgeholfen werden. Die schon erwähnten Fanghaken sind in der Längsachse der Bühne durch Handkurbelantrieb verschiebbar, um für den jeweiligen Radstand ein günstiges Kippmoment zu erhalten. Hierfür ist eine Zeigervorrichtung vorgesehen, die sich ebenso wie der Verschiebeantrieb und der Bremshebel, auf der linken Seite des vor der Ufermauer vorspringenden Fundamentes befindet, wo auch der Führer beim Arbeiten mit der inneren Kippe seinen Standort hat.

Soll mit der elektrisch betriebenen Kippe gearbeitet werden, so wird, wie schon erwähnt, die innere Kippe mittels eines durch Handrad mit Spindel zu bewegenden Riegels mit dem zweiten Getriebe gekuppelt. Zwei kastenförmige Träger bilden nun mit der zwischen ihnen liegenden Bühne ein Ganzes. An den wasserseitigen Enden sind die Träger auf dem Fundament um Zapfen drehbar gelagert, am landseitigen Ende ruhen sie mit der sie unter der Bühne verbindenden Eisenkonstruktion auf einem Holzschwellenlager auf. Die ganze Kippe wird von einem eisernen Fachwerkgerüst überragt, auf dessen Plattform sich das Maschinenhaus befindet. Darin sind die Winden für den elektrischen Antrieb der äußeren Kippe und der Schüttrinne sowie die nötigen Schaltvorrichtungen aufgestellt.

Fig. 2.

Kipper im Betrieb bei niedrigem Wasserstand.

Fig. 3.

Kipper im Betrieb bei hohem Wasserstand.

Von den beiden Doppeltrommeln der Kippwinde laufen die Drahtseile über die in den hinteren Enden der Kippbühne gelagerten Rollen und von da über die Rollen einer Spann- und Ausgleichvorrichtung. Die Trommelwelle wird unter Zwischenschaltung zweier Stirnrädervorgelege durch einen Hauptstrommotor von 50 PS angetrieben. Am rückwärtigen Ende der Kippbühne sind Laufrollen angeordnet, durch welche die Bühne während der Bewegung beiderseits an dem Gerüst geführt wird. Den Ausgleich des Eigengewichtes der äußeren Kippe bewirken die zu beiden Seiten angeordneten Gegengewichte, die sich in den hinter dem Gerüst aufgestellten Schächten bewegen. Das Kippen der Wagen bis 45° beansprucht etwa 30 sk. Zur Begrenzung der Bewegung in den beiden Endstellungen ist in die Winde eine selbsttätig wirkende Ausschaltvorrichtung eingebaut, durch welche der Anlasser rechtzeitig in seine Nullstellung zurückgeführt wird. Um den Nachlauf des Motors abzubremsen, ist auf der Motorwelle eine von einem Kniehebel-Bremsmagneten beeinflußte Backenbremse angeordnet. Außer dieser Bremse ist eine mechanische Senksperrbremse auf der ersten Vorgelegewelle angebracht, die bereits in Z. 1901 S. 1085 beschrieben ist.

Unabhängig von der Kippwinde sind im Maschinenhaus noch die Winden für die Bewegung der Schüttrinne aufgestellt; die Antriebe für die hintere und die vordere Bewegung sind ganz unabhängig voneinander. Die Rinne wird dadurch je nach Höhe des Wasserstandes für die elektrisch betätigte Kippe in die obere und für die selbsttätige Kippe in die untere Stellung gebracht und je nach der Höhe

Fig. 4 bis 7.

des Leichters geneigt. Wenn die Kippe außer Betrieb ist, wird die Schüttrinne in die obere Stellung gebracht und ganz aufgeklappt, um den Schiffsverkehr nicht zu behindern, vergl. Fig. 1. Die Bewegung zur Verstellung des hinteren Endes der Schüttrinne wird durch einen Hauptstrommotor von 4,5 PS hervorgerufen, der durch ein Schneckengetriebe und Stirnrädervorgelege gleichmäßig auf zwei Drahtseiltrommeln arbeitet. Ein zweiter, daneben angeordneter Hauptstrommotor von 7 PS betätigt in ähnlicher Weise die Trommeln für das über Ausgleichrollen laufende Drahtseil, das am vorderen Rinnenende angreift. Auch bei diesen Antrieben ist die bereits erwähnte Bremskonstruktion angebracht. Die Schüttrinne ist so bemessen, daß sie nötigenfalls eine volle Wagenladung aufzunehmen vermag. An dem vorderen, etwas schmaleren Ende sind zwei verstellbare Flügeltüren eingebaut, die zur Verringerung der Sturzgeschwindigkeit verwendet werden können. Auch ist am vorderen Ende ein von Hand zu bedienendes Verlängerungsstück vorgesehen, wodurch nötigenfalls die Länge der Rinne von 6 auf etwa 7,5 m vergrößert werden kann. Das hintere in eine Mauernische hineinragende Ende der Rinne wird durch Rollen in beiderseits fest am Mauerwerk angebrachten bogenförmigen Laufbahnen geführt. Zur Entlastung der Seile während des Betriebes wird die Rinne in der oberen Stellung durch Fanghaken gehalten, während für die untere Stellung Fangbügel vorgesehen sind, auf welche sich die durch ein Querstück verbundenen Führungsrollen aufsetzen.

Der Führer hat seinen Stand zur Bedienung der Rinne und der elektrisch betriebenen Kippe in dem Maschinenhaus vor einem Fenster an der Wasserseite und betätigt von hier

aus die beiden Anlasser für die Rinne und denjenigen für die Kippe. Neben dem Führerstand sind für Rinne und Kippe Zeigervorrichtungen angebracht. Außerdem befindet sich im Maschinenhaus die Schalttafel für Kraft- und Lichtverteilung.

Das Maschinenhaus, zu dem man auf einer bequemen Wendeltreppe gelangt, ist mit doppelten Wänden — innen Pitch pine, außen Teakholz — versehen.

Die Betriebspannung des zur Verfügung stehenden Gleichstromes aus dem Kraftwerk auf Kuhwärder beträgt 440 V. Die elektrische Einrichtung wurde von den Siemens-Schuckert-Werken bezogen.

Eine Kippe entleert stündlich etwa 15 Kohlenwagen von 10 bis 20 t Inhalt bei elektrischem und etwa 20 Wagen bei selbsttätigem Betrieb; doch kann die Leistungsfähigkeit noch weiter gesteigert werden.

Versuche über Lagerreibung nach dem Verfahren von Dettmar.

Von Dipl.-Ing. Dr. **H. Heimann**, Berlin.

(Schluß von S. 1168)

B) Absteigender Ast.

Ich habe schon erwähnt, daß der Reibungskoeffizient bei einer bestimmten Wellenumfangsgeschwindigkeit einen kleinsten Wert erreicht, worauf er dann mit Abnahme der Geschwindigkeit bis zur Geschwindigkeit 0 plötzlich steil ansteigt. Wie aus der nachfolgenden Erörterung der Versuche im Vergleich zu den Untersuchungen Stribecks und den Erörterungen Sommerfelds hervorgeht, ist diese Erscheinung zwei Einflüssen zuzuschreiben.

Ist nämlich die Umfangsgeschwindigkeit auf einen ganz bestimmten Wert gesunken, dann reicht die durch Ring- oder sonstige Schmierung zugeführte Oelmenge nicht mehr aus, um das an den Lagerstirnflächen austretende Oel zu ersetzen. Der Zusammenhang der Schmierschicht wird in diesem Augenblick unterbrochen, worauf das Oel außerordentlich schnell völlig aus dem Lager austritt. Entsprechend diesem schnellen Oelaustritt steigt der Reibungskoeffizient steil an, um im Augenblick der Berührung zwischen Welle und Lager den für die Reibung von Metall gegen Metall geltenden Betrag zu erreichen. Die Menge des sekundlich wegfließenden Oeles hängt neben der Randwirkung zwischen Oel und Metall im wesentlichen von der spezifischen Lagerbelastung ab und ist ziemlich unabhängig von der Geschwindigkeit, während umgekehrt die Menge des zufließenden Oeles nur von der Geschwindigkeit abhängt, von der Lagerbelastung dagegen unabhängig ist. Bei dieser Auffassung muß jedoch der kleinste Wert des Reibungskoeffizienten immer noch von der inneren Reibung des Schmiermittels und der Temperatur abhängen. Dem widerspricht aber teilweise die Erfahrung. Es hat sich nämlich für die verschiedensten Schmiermittel bei den verschiedensten Temperaturen herausgestellt, daß der untere Grenzwert des Reibungskoeffizienten nur wenig schwankt. Beispielsweise ergibt sich gemäß Zahlentafel 6, daß für Zylinderöl bei etwa 170°, für eine 80 prozentige sowie eine $66^2/_3$ prozentige Glyzerinlösung bei 23°, für Lageröl V und VI bei 40° $\mu = 0{,}0037$ bis $0{,}0048$ ist, während hingegen die Reibungskoeffizienten bei größerer Geschwindigkeit unter sonst ungeänderten Verhältnissen ganz erheblich voneinander abweichen. Eine Erklärung für diese eigentümliche Erscheinung bietet das von Sommerfeld zuerst erkannte und rechnerisch verfolgte seitliche Ausweichen der Welle im Lager bei abnehmender Geschwindigkeit. Sommerfeld hat gezeigt, daß es unter Berücksichtigung dieses Ausweichens eine bestimmte Geschwindigkeit gibt, bei welcher die Reibungswirkung am kleinsten wird. Der kleinste Wert des Reibungskoeffizienten ist nach dieser Theorie unabhängig von der Schmierfähigkeit des Oeles und nur abhängig vom Lagerspielraum und Lagerdurchmesser. Sommerfeld stellt die Formel auf (a. a. O. S. 127):

$$\mu_{min} = \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{\delta}{r},$$

wenn r der Lagerhalbmesser.

Die Geschwindigkeit, bei welcher der kleinste Reibungskoeffizient eintritt, ist dabei

$$w_{min} = \frac{1}{15{,}1} \frac{\delta^2 P}{\lambda r^2},$$

wobei P die Belastung für die Längeneinheit des Lagers ist.

Zahlentafel 6.

Nr.	Fig.	Oelsorte	t °C	δ	w	μ	μ_{min} beob-achtet	μ_{min} be-rechn.	w_{min} beob-achtet	w_{min} be-rechn.
1	11	Zylinderöl I	170	0,06	3	0,024	0,0048	0,0038	0,7	0,28
2	12	» II	174	0,06	2	0,009	0,0037	0,0038	0,45	0,36
3	20	Lageröl V	40	0,06	2	0,037	0,0043	0,0038	0,10	0,10
4	20	» VI	40	0,06	2	0,021	0,0043	0,0038	0,25	0,20
5	23	Glyz. 80 vH	23	0,06	3	0,027	0,0047	0,0038	0,3	0,22
6	23	Glyz. $66^2/_3$ vH	23	0,06	3	0,011	0,0047	0,0038	0,50	0,49
7	14	Lageröl I	30	0,12	3	0,042	0,0073	0,0076	0,23	0,23
8	15	Vaseline	40	0,12	3	0,015	0,0070	0,0076	0,58	0,61

Beim Vergleich der Untersuchungen Sommerfelds mit den Stribeckschen Versuchen (a. a. O. Fig. 6 und 7a) ist nun merkwürdig, daß sich für den kleinsten Reibungskoeffizienten und die entsprechende Geschwindigkeit die Ergebnisse der Theorie wenigstens qualitativ mit den Versuchen decken, während der Reibungskoeffizient der Ruhe nach diesen Versuchen etwa 25 mal, nach der Sommerfeldschen Theorie nur um 6 vH größer als der kleinste Reibungskoeffizient ist. Diese Abweichung findet in der Theorie selbst insofern ihre Erklärung, als mit abnehmender Geschwindigkeit in der den Zapfen umgebenden Oelschicht Stellen negativen Druckes auftreten können. Praktisch wird in diesem Augenblick die zusammenhängende Oelschicht zerreißen und damit, nach Sommerfeld, die untere Geschwindigkeitsgrenze erreicht sein, bis zu welcher die Theorie anwendbar ist. Diese Anschauung wird durch vorliegende Versuche vollauf bestätigt. Es können nämlich zwei Fälle eintreten:

1) Das Oel tritt aus dem Lager, bevor der durch Ausweichen der Welle bedingte Mindestwert, der als »Mindestwert erster Art« bezeichnet werden möge, erreicht ist; dann tritt ebenfalls ein Mindestwert des Reibungskoeffizienten, der »Mindestwert zweiter Art«, auf, der aber keineswegs mehr von der Temperatur und der Schmierfähigkeit des Oeles unabhängig ist;

2) das Oel beginnt erst, nachdem der Mindestwert erster Art erreicht ist, auszutreten; dann gelten die Sommerfeldschen Betrachtungen, d. h. der Reibungskoeffizient ist unabhängig von der Temperatur und der Schmiermittelkonstanten.

Jedenfalls aber muß auch, nachdem der Mindestwert erster Art erreicht ist, der Reibungskoeffizient wieder steil ansteigen. Die Uebereinstimmung der Stribeckschen Versuche mit den Ergebnissen Sommerfelds läßt sich also auf die Weise erklären, daß bei dem von Stribeck verwandten Versuchslager das Oel aus dem Lager erst, nachdem der Mindestwert erster Art erreicht war, austrat. Daß diese Erklärung möglich ist, folgt aus den vorliegenden Untersuchungen, aus denen hervorgeht, daß für ein ungeteiltes Lager dieser kleinste Wert tatsächlich erreicht wird (vergl. Zahlentafel 6), während für besonders ausgesparte Lager, Fig. 16 und 17, das Oel bereits viel früher auszutreten beginnt, also der Mindestwert zweiter Art eintritt.

a) Der Mindestwert erster Art.

In Zahlentafel 6 sind die berechneten und beobachteten Werte des Mindestwertes erster Art und der entsprechenden Geschwindigkeit nebeneinander gestellt. Dabei ist die Geschwindigkeit nach der folgenden, aus der Sommerfeldschen Formel für die vorliegenden Verhältnisse etwas umgeschriebenen Gleichung berechnet. Es sei nämlich w die Geschwindigkeit, bei welcher ein Reibungskoeffizient μ herrscht, ferner λ die Viskositätskonstante bei der entsprechenden Schmierschichttemperatur, dann ist nach Sommerfeld (a. a. O. S. 126 u. f.)

$$\mu = \frac{2\pi\lambda r w}{\delta P},$$

ferner $w_{\min} = \frac{1}{15,1}\,\frac{\delta^2 P}{\lambda r^2}$, und $\mu_{\min} = 0,943\,\frac{\delta}{r}$; eliminirt man $\frac{\delta}{\lambda}$ und $\frac{\delta}{r}$, so folgt

$$w_{\min} = 0,44\,\frac{w}{\mu}\,\mu_{\min};$$

dabei ist μ bei einer möglichst hohen Umfangsgeschwindigkeit zu messen, da ja die Beziehung zwischen μ und w nur für große Geschwindigkeiten galt.

Bei der Unmöglichkeit, λ aus den Versuchen genau abzuleiten, ebenso die genauen Werte δ zu ermitteln, muß die in Zahlentafel 6 zwischen den berechneten und beobachteten Werten gefundene Uebereinstimmung als gut bezeichnet werden.

b) Der Mindestwert zweiter Art.

Hier spielen der Druck, die Temperatur, das Schmiermittel, die Lagerkonstruktion und das Lagermetall wieder eine wesentliche Rolle.

1) Einfluß des Druckes.

Aus Fig. 6 und 7 folgt, daß mit wachsendem Druck auch die Geschwindigkeit zunimmt, bei der der Reibungskoeffizient am kleinsten wird. Dabei scheint dieser kleinste Wert vom Druck ziemlich unabhängig zu sein. Beispielsweise ergibt sich bei einer Temperatur $t = 42^\circ$ für $p = 3$ at $\mu = 0,0060$ und für $p = 5$ at $\mu = 0,0056$; unter denselben Verhältnissen für $t = 24^\circ$ und für $p = 8,9$ at $\mu = 0,0051$ und für $p = 13,3$ at $\mu = 0,0054$.

2) Einfluß der Temperatur.

In Fig. 21 und Fig. 22 ist die Umfangsgeschwindigkeit für den kleinsten Reibungskoeffizienten bezw. dieser selbst in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Für Lageröl Nr. I nimmt gemäß Fig. 18 die Umfangsgeschwindigkeit angenähert proportional der Oeltemperatur zu, während für Zylinderöl das Anwachsen bei höheren Temperaturen in stärkerem Maß eintritt. Dagegen nimmt nach Fig. 19 der Mindestwert des Reibungskoeffizienten mit wachsender Temperatur ab, wie dies auch der Zunahme des Flüssigkeitsgrades des Schmiermittels entspricht.

3) Einfluß des Lagermetalls.

Das Lagermetall kann deswegen von Einfluß sein, weil, wie schon erwähnt, die Menge des sekundlich aus dem Lager austretenden Oeles auch von der Randwirkung (Kapillarwirkung) zwischen Oel einerseits und Wellen- und Lagermetall anderseits abhängt. Daß dieser Fall auftritt, zeigt Fig. 13. Gemäß dieser Figur ist unter den gleichen Verhältnissen für ein Bronzelager $\mu = 0,007$, für ein Weißmetallager bei angenähert derselben Umfangsgeschwindigkeit $\mu = 0,011$.

4) Abhängigkeit von der Lagerkonstruktion.

Je leichter das Oel aus dem Lager austreten kann, um so früher muß der kleinste Reibungskoeffizient erreicht werden. Dies zeigte sich schon beim Einfluß des Druckes und der Temperatur. Nach Fig. 8 tritt für eine halbe Lagerschale bei Benutzung desselben Oeles und der gleichen Temperatur wie in Fig. 6 das Oel bei $p = 3$ at bereits bei einer Geschwindigkeit von 0,12 m/sk aus, bei $p = 5$ at bei einer Geschwindigkeit von 0,22 m/sk, während für eine ganz umschließende Lagerschale die entsprechenden Geschwindigkeiten 0,07 m/sk und 0,12 m/sk sind. Es zeigt sich aber ferner, daß für die halbe Lagerschale der kleinste Reibungskoeffizient nicht mehr vom Druck unabhängig ist, sondern anscheinend umgekehrt proportional dem Druck. Dies dürfte in dem Einfluß der Lagerdeformation begründet sein, die bei einer halben Lagerschale eine wesentliche Rolle spielen muß. Auch Fig. 9 weist nach, daß, je leichter das Oel aus dem Lager treten kann, um so früher der kleinste Reibungskoeffizient erreicht wird. Für $p = 9$ at wird $w = 0,16$ m/sk und für $p = 15$ at $w = 0,23$ m/sk. Kennzeichnender noch ist Fig. 16. Unter denselben Verhältnissen ist dort einmal die Kurve des spezifischen Reibungskoeffizienten für ein Lager mit drei durchgestoßenen Längsnuten aufgenommen, das andremal für eine Welle mit drei nicht über den Lagerrand hinausragenden Längsnuten. Im zweiten Fall ist also der Oelaustritt erschwert. Der Versuch lehrt denn auch, daß der kleinste Reibungskoeffizient im ersten Fall bei einer Geschwindigkeit von 0,55 m/sk auftritt, im zweiten Fall bei 0,27 m/sk, ferner, daß entsprechend den verhältnismäßig hohen Umfangsgeschwindigkeiten, bei denen der Mindestwert eintritt, auch dieser selbst einen hohen Wert annimmt. Fig. 17 zeigt Kurven für Reibungskoeffizienten bei einem Lager, das

Fig. 21.

Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit für den kleinsten Reibungskoeffizienten von der Temperatur.

spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager.

Fig. 22.

Abhängigkeit des kleinsten Reibungskoeffizienten von der Temperatur.

spez. Druck 3 at, ungeteiltes Bronzelager.

bis auf 2 schmale Leisten ausgedreht war. Das Oel konnte also nicht nur an den äußeren, sondern auch an den inneren Lagerstirnflächen austreten. Demgemäß ist die Umfangsgeschwindigkeit für den kleinsten Reibungskoeffizienten außerordentlich hoch, nämlich für Oel Nr. II bei einer Temperatur von 28° 1,35 m/sk, bei Oel Nr. I und einer Temperatur von 40° in den Versuchsgrenzen überhaupt nicht mehr erreichbar.

C) Der Reibungskoeffizient der Ruhe.

Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten der Ruhe wurden zwei Wege eingeschlagen. Einmal wurde das Ende der Auslaufkurve von 2 zu 2 sk aufgenommen und aus dieser Aufnahme für die geringe Umlaufzahl von $n = 12$ der spezifische Reibungskoeffizient bestimmt. Zweitens wurde das erforderliche Anzugmoment des stillstehenden Oelprüfers mit einer Federwage, die am Umfang der Schwungscheiben angriff, gemessen. Die Versuche wurden durchgeführt sowohl bei Schwungscheibenbelastung (45 kg) als auch bei Belastung durch Schwungscheibe und Schwungring (75 kg). Es ergab

sich beispielsweise bei Lageröl Nr. I und einer Temperatur von 25° $\mu = 0{,}38$ bei $n = 12$, während die Federwage $\mu = 0{,}4$ anzeigte. Der Reibungskoeffizient selbst beträgt also bei der Messung nach dem Auslaufverfahren bei 12 Uml./min 0,13, bei unmittelbarer Messung im Ruhestand 0,133. Daraus folgt zunächst, daß der Reibungskoeffizient der Ruhe gleich dem nach dem Auslaufverfahren bestimmten Reibungskoeffizienten für die Grenzgeschwindigkeit 0 ist. Bei Belastung mit 75 kg ergab sich unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen nach dem Auslaufverfahren bei 12 Uml./min $\mu = 0{,}68$, wiesen werden, daß Stribeck (a. a. O. S. 11) für den Reibungskoeffizienten der Ruhe ebenfalls den Wert 0,14 angibt.

Die Messung des Reibungskoeffizienten der Ruhe mittels Federwage wurde bei einer Gesamtbelastung von 75 kg wiederholt, nachdem sorgfältig alles Oel aus dem Lager entfernt war. Es ergab sich $\mu = 0{,}74$, der Reibungskoeffizient also zu 0,148. Auch hierdurch ist der Beweis erbracht, daß für den Reibungskoeffizienten der Ruhe die Oelsorte keine Rolle spielt, daß es sich vielmehr tatsächlich um Metallreibung handelt. Stribeck kommt zu einem ähnlichen Ergebnis

Fig. 23.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Oelsorte.

Nr.	Preis für 1 kg
I	0,32 M
II	0,48 »
III	0,42 »
IV	0,65 »
V	0,63 »
VI	0,32 »

spez. Druck 3 at, Temp. 40°, ungeteiltes Bronzelager.

Fig. 25.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Schmiermittel.

spez. Druck 9 at, Bronzelager, Schmierung durch Staufferbüchse.

Fig. 24.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Oelsorte.

spez. Druck 3 at, Temp. 35°, ungeteiltes Bronzelager, Vaselinöle.

Fig. 26.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Schmiermittel.

spez. Druck 3 at, Temp. 23°, ungeteiltes Bronzelager.

nach der unmittelbaren Messung $\mu = 0{,}72$, der Reibungskoeffizient selbst also einmal zu 0,136, das andremal zu 0,144. Vergleicht man die Ergebnisse bei Belastung mit 75 kg mit denen bei 45 kg, so folgt

$$\frac{\mu_{45}}{\mu_{75}} = \frac{0{,}133}{0{,}144} \text{ angenähert} = 1,$$

also die Unabhängigkeit des Reibungskoeffizienten der Ruhe vom Druck, wie ja auch nach der oben auseinandergesetzten Auffassung über das Zustandekommen der Reibungskoeffizientenkurve zu erwarten war. Es mag noch darauf hingewiesen (a. a. O. S. 11), indem er die Unabhängigkeit des Reibungskoeffizienten der Ruhe von der Lagertemperatur feststellt.

Erwähnt mag noch werden, daß die rein hydrodynamische Theorie, wie sie von Sommerfeld (a. a. O. S. 125 und 154) für die Grenzgeschwindigkeit 0 aufgestellt ist, ebenfalls zu einem Reibungskoeffizienten der Ruhe führt, der wenn auch viel zu niedrig gegenüber den Versuchsergebnissen, doch unabhängig vom Schmiermittel und vom Druck ist, also qualitativ große Aehnlichkeit mit dem wirklich auftretenden Reibungskoeffizienten der Ruhe aufweist.

III.

Im folgenden soll über alle diejenigen Versuche berichtet werden, die über die Eigenschaften der Schmiermittel selbst sowie über ihre Abhängigkeit von der Betriebsdauer und der Reinheit Auskunft geben.

In Zahlentafel 7 sind bezüglich ihrer Verwendungsart und ihres Schmierwertes angenähert gleiche Oele dreier Firmen zusammengestellt, die im Dettmarschen Oelprüfer nach dem unter I geschilderten summarischen Vergleichsverfahren untersucht worden sind. Die Zahlentafel bietet für den Betriebstechniker insofern Interesse, als sie zeigt, daß häufig der Schmierwert der Oele im Widerspruch zu ihrem Preise steht. Man wird bei der Wahl eines Oeles für ein Lager bestimmter Umfangsgeschwindigkeit bei bestimmter zulässiger Lagertemperatur so vorgehen, daß man unter allen, sonst in ihren Eigenschaften gleichen Oelen dasjenige auswählt, das bei den gegebenen Verhältnissen noch die Bildung einer zusammenhängenden Oelschicht ermöglicht, so daß man sich nicht dem kleinsten Reibungskoeffizienten oder gar dem Reibungskoeffizienten der Ruhe nähert, und das außerdem am billigsten ist.

Zahlentafel 7.

Firma	Oelsorte	Untersuchungstemperatur °C	»Güte« bezogen auf Vaselin = 1	Preis in ℳ für 100 kg
		Lageröle.		
A	I	40	0,60	72
	II	40	1,31	72
	III	40	1,12	65
	IV	40	0,60	60
	V	40	0,81	57
	VI	40	1,14	54
	VII	40	1,14	54
	VIII	40	1,37	54
	IX	40	0,81	43,5
	X	40	1,05	43,5
	XI	40	1,12	43,5
	XII	40	1,63	36
B	I	40	0,76	42
	II	40	0,75	34
	III	40	1,18	32
	IV	40	1,32	30,5
C	I	40	0,94	37,8
	II	40	1,16	28,8
		Zylinderöle.		
A	I	40	0,35	31,5
B	I	40	0,35	85
	II	40	0,26	67,5
	III	40	0,29	67,5
	IV	40	0,27	52
	V	40	0,28	42
C	I	40	0,32	72
	II	40	0,25	54
	III	40	0,37	43,2

In Fig. 23 sind die Kurven des Reibungskoeffizienten von 6 verschiedenen Lagerölen und einem Zylinderöl einer einzigen Firma dargestellt. Daneben sind die Preise angegeben. Dabei stellt sich wieder heraus, daß das Oel geringster Reibung das billigste ist. Fig. 24 zeigt für eine Reihe von Vaselinölen dasselbe. Aus ihr geht hervor, daß jenseits des Mindestwertes die Reibungskoeffizienten mit abnehmendem spezifischem Gewicht (d. h. also mit zunehmendem Flüssigkeitsgrad) ebenfalls abnehmen, während der geringste Reibungskoeffizient selbst vom Flüssigkeitsgrad in noch viel stärkerem Maße, wie leicht verständlich, abhängt. Beispielsweise ist bei Vaselinöl vom spezifischen Gewicht 0,855 $\mu_{min} = 0,013$, die entsprechende Umfangsgeschwindigkeit $w_{min} = 1,47$ m/sk; bei Vaselinöl vom spezifischen Gewicht 0,88 $\mu_{min} = 0,011$ und $w_{min} = 0,8$ m/sk; bei Vaselinöl vom spezifischen Gewicht 0,905 $\mu_{min} = 0,006$ und $w_{min} = 0,2$ m/sk. In ähnlicher Weise ist in Fig. 25 für starres Fett bei $t = 22^0$ und $t = 38^0$ die Kurve der Reibungskoeffizienten aufgenommen. Wie wenig Aehnlichkeit auch diese Kurve mit den üblichen Kurven aufweist, so läßt sich doch noch deutlich erkennen, daß entsprechend dem Austritt des Fettes aus dem Lager ein kleinster Reibungskoeffizient eintritt, der qualitativ genau dem bei Oelen entspricht. Bei höherer Temperatur, also geringerer Starrheit des Fettes wächst nämlich, wie aus der Figur ersichtlich, die Umfangsgeschwindigkeit für den geringsten Reibungskoeffizienten.

In einer dritten Kurve derselben Figur ist auch die Abhängigkeit der Reibung von der Geschwindigkeit bei einem Lager ohne Schmierung dargestellt. An der Welle haftete nur eine dünne Oelschicht. Der Reibungskoeffizient scheint danach ziemlich unabhängig von der Geschwindigkeit zu sein.

In welch außerordentlichem Maße die Reibung vom Flüssigkeitsgrad abhängt, zeigt neben der Figur 24 Fig. 26 besonders deutlich. Dort sind für 96 prozentige, 80 prozentige und 66⅔ prozentige Glyzerinlösung bei einer und derselben Temperatur $t = 23$ die spezifischen Reibungskoeffizienten dargestellt. Sie nehmen mit dem Grade der Lösung ganz außerordentlich schnell ab. Der Lösungsgrad darf jedoch nicht zu weit getrieben werden. Der Versuch ergab beispielsweise, daß bei einer 50 prozentigen Glyzerinlösung die Reibung wieder außerordentlich stark anwächst; vergl. Fig. 27. Die Ursache dafür liegt darin, daß die Lösung dann bereits so dünnflüssig ist, daß sie sich im betrachteten Geschwindigkeitsgebiet überhaupt nicht mehr im Lager halten kann. Aus Fig. 26 läßt sich entnehmen, wie wertvoll bezüglich der Schmierfähigkeit die Verdünnung eines Schmiermittels ist. Dies liegt zum Teil auch an der kräftigen Kühlung des Lagers durch das verdünnte Schmiermittel. So nahm die 66⅔-prozentige Glyzerinlösung nach einstündigem Dauerbetrieb eine Endtemperatur von 23° an, bei einer Außentemperatur von im Mittel 19°, während die 96 prozentige Glyzerinlösung schon nach wenigen Minuten die Temperatur 23° überschritt. Im Wasser lösliche Oele oder Emulsionen von Oel in Wasser wurden bisher noch nicht untersucht, obwohl sich nach Maßgabe der angestellten Versuche vermuten läßt, daß die Schmierfähigkeit solcher Lösungen oder Emulsionen hoch sein muß; doch sind solche Untersuchungen gegenwärtig im Gange.

Fig. 27.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten vom Lösungsgrad.

Umfangsgeschwindigkeit w 1 m/sk, Temp. 23°.

In Fig. 28 ist der Einfluß einmaliger und zweimaliger Filterung eines Oeles bei längerer Betriebsdauer dargestellt. Einmaliges Filtern vermindert danach den Reibungskoeffizienten um etwa 5 vH; nochmaliges Filtern bringt keine weitere Verbesserung des Oeles hervor.

Fig. 28.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Reinheit des Oeles.

spez. Druck 3 at, Temp 40° ungeteiltes Bronzelager, Oel Nr 1.

Umgekehrt ist in Fig. 29 der Einfluß einer künstlichen Verunreinigung des Oeles dargestellt. Es wurde dem Oel feiner mehlartiger, nicht metallischer Staub beigemengt. Kurve I ist eine Aufnahme bei reinem ungebrauchtem Oel, Kurve II eine Aufnahme bei 5 Gewichtprozenten Staub,

Fig. 29.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Reinheit des Oeles.

spez. Druck 3 at, Temp. 40°, ungeteiltes Bronzelager, Oel Nr. I.

Kurve III eine solche bei 10 Gewichtprozenten. Entgegen der Anschauung, daß durch eine solche Verunreinigung der Reibungskoeffizient zunehmen müsse, stellt sich heraus, daß er ganz beträchtlich abfällt. Es macht den Eindruck, als ob solch feiner, nicht metallischer Staub graphitartig wirkt.

In Fig. 30 ist ebenfalls der Einfluß einer Verunreinigung des Oeles dargestellt. Dabei handelt es sich nicht um Staubzusatz, sondern um einen Zusatz von Zylinderöl. Das dem Lager der Betriebsmaschine im Kraftwerk der Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co. entnommene Oel wurde zunächst ungebraucht untersucht; alsdann wurde von dem in die Fundamentgrube abgelassenen Oel eine Probe untersucht. In diese Fundamentgrube tropft aber auch Zylinderöl aus den Zylindern und Schieberkasten. Demnach müßte diese Oelprobe eine wesentlich höhere Reibung aufweisen als das ungebrauchte Oel. Die Untersuchung bestätigt das; Kurve II liegt um 19 vH höher als Kurve I. Nachdem das der Fundamentgrube entnommene Oelgemisch gefiltert war, ergab sich Kurve III, die zwischen I und II liegt. Dies läßt sich füglich erwarten, weil ja das Lageröl durch die Filterung nicht völlig vom Zylinderöl befreit werden kann.

Fig. 30.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Reinheit des Oeles.

spez. Druck 3 at, Temp. 40°, ungeteiltes Bronzelager, Oel Nr. I.

In Fig. 31 ist schließlich noch die Abhängigkeit der spezifischen Reibungskoeffizienten von der Betriebsdauer für verschiedene Oele zur Darstellung gebracht, obwohl diese Versuche noch nicht endgültig abgeschlossen sind. Sie erstrecken sich bisher auf 2000 Betriebstunden und zeigen, daß

Fig. 31.

Abhängigkeit des spezifischen Reibungskoeffizienten von der Betriebsdauer.

spez. Druck 3 at, Temp. 40°, ungeteiltes Bronzelager.

das Oel bei längerer Betriebsdauer durchgängig verschlechtert wird. Ein Urteil über die zulässige längste Betriebsdauer gestatten sie noch nicht; scheint es doch sogar, als ob sich, nachdem eine gewisse Betriebsdauer (etwa 1200 Stunden) überschritten ist, die Oele wieder verbesserten. Bei allen vier untersuchten Oelsorten liegt nämlich bei etwa 1200 Betriebstunden eine obere Grenze der Verschlechterung.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß die nach dem Verfahren von Dettmar durchgeführten Versuche die Ergebnisse der Untersuchungen Stribecks, Lasches, Morras, Montels und Sommerfelds bestätigen und ergänzen. Der Umstand, daß die Versuche, wie schon aus der Darstellung hervorgeht, stets nach demselben einfachen Verfahren vorgenommen werden, wobei durch Auswechseln der Lagerschale oder des Oeles oder der Schwunggewichte usw. die verschiedensten Betriebsbedingungen erzielbar sind, ist für die Genauigkeit von wesentlichem Vorteil. Das Auslaufverfahren, wie es im Dettmarschen Oelprüfer verwertet wird, ermöglicht mit einer sehr geringen Arbeit die umfangreichsten Ergebnisse.

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 1120)

22) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Delaware, Lackawanna and Western R. R.

Diese von den Baldwin-Lokomotivwerken erbaute Lokomotive unterscheidet sich von allen übrigen Ausstellungslokomotiven durch die besondre Bauart des Kessels, die durch die Verwendung feinkörniger Anthrazitkohle für die Feuerung bedingt wird. Der Erfinder dieses Kessels war John E. Wootten, Superintendent of Motive Power der Philadelphia and Reading Eisenbahn, im Jahre 1877, dem zu Ehren der Kessel auch heute noch in seiner vielfach abgeänderten Form der »Wootten boiler« genannt wird. Lokomotiven mit Wootten-Kessel sind namentlich in den östlichen Staaten zu Hunderten im Betrieb, und zwar sowohl im Güterzug- wie im Schnellzugverkehr, und der »Atlantic flyer« der Philadelphia and Reading-Eisenbahn macht seine berühmten Schnellfahrten zwischen Philadelphia und Atlantic City mit keiner andern Lokomotive als mit dieser.

Der feinkörnige Brennstoff, der nur in niedriger Schicht

Fig. 326 bis 330.

4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Delaware, Lackawanna and Western R. R.

verfeuert werden kann, daher bei starker Blasrohrwirkung, wie sie sonst in Amerika ausschließlich üblich ist, leicht mitgerissen wird, erfordert große Rostflächen, die bei den heutigen hohen Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Lokomotiven in der Regel mehr als 8 qm betragen. Da die Rostfläche aus Gründen der Beschickung nicht länger als 3 m lang sein darf, so ergeben sich sehr breite Feuerbüchsen, im Durchschnitt über 2,5 m. Die Feuerbüchse nimmt in der Regel die ganze Breite des lichten Umgrenzungsprofiles ein und bedingt deshalb, daß der Führerstand von der Feuerungsplattform verlegt und damit die Bedienungsmannschaft getrennt wird. Darin liegt unter allen Umständen ein Nachteil dieser Lokomotiven, der schon wiederholt zu Unglücksfällen Veranlassung gegeben hat.

Um die heutige Bauart des Kessels richtig zum Verständnis zu bringen, gehe ich mit wenigen Worten auf seine Entstehungsgeschichte ein.

Fig. 318 und 319 zeigen die erste Ausführung des Wootten-Kessels mit lang überhängender niedriger Feuerbüchse, einer Verbrennungskammer, die in den Langkessel hineinreicht und durch eine Ziegelsteinwand von der eigentlichen Feuerbüchse getrennt ist, und einer Wasserkammer hinter der Stiefelknechtplatte, die über den Boden der Verbrennungskammer hinaufreicht und als Grundlage für die Ziegelmauer dient.

Diese Bauart gab zu vielen Betriebstörungen Veranlassung, da die scharf gebogenen Bleche, namentlich die Naht zwischen Decke und Seitenwände der inneren Feuerbüchse, sowie die Stehbolzen unmittelbar über dem Feuer und besonders an der Ecke zwischen Decke und Seitenwänden infolge des verschiedenen Winkels, unter dem sie die Bleche der inneren Feuerkiste und des Feuerbüchsmantels durchdringen, dauernd undicht wurden und rissen. Ein weiterer Nachteil war

Fig. 318 und 319. Erste Ausführung des Wootten Kessels.

Fig. 320 und 321. Verbesserte Bauart des Wootten-Kessels.

Fig. 322 und 323. Wootten-Kessel mit Abänderungen von A. Mitchell.

Fig. 324 und 325. Wotten-Kessel wie in St. Louis ausgestellt.

der Stoß zwischen dem Deckenblech der Verbrennungskammer und demjenigen der inneren Feuerkiste, der stets zu Störungen Veranlassung gab.

Diesen Fehlern half die von den Baldwin-Locomotivwerken verbesserte Bauart ab, bei welcher die Decke der inneren Feuerbüchse gekrümmt ist, die Stehbolzen sämtlich radial zu ihrer Oberfläche gerichtet sind, die Wasserkammer über dem Boden der Verbrennungskammer verschwunden ist und die Deckenbleche für die Verbrennungskammer und die innere Feuerkiste zu einem Blech vereinigt sind.

Der Wootten-Kessel in dieser Bauart ist noch heutigentags bei den $^3/_5$-gekuppelten Schnellzuglokomotiven der Philadelphia and Reading-Eisenbahn im Betrieb, Fig. 320 und 321.

Inzwischen hatte Alexander Mitchell[1]), Superintendent of Motive Power der Lehigh Valley-Eisenbahn, versucht, die Verbrennungskammer ganz zu beseitigen und die hintere Rohrwand vollkommen eben zu machen, Fig. 322 und 323. Im Betrieb gab jedoch diese Anordnung unendlich mehr Störungen als die Verbrennungskammer, und zwar ganz augenscheinlich infolge der großen Mengen kalter Luft, die bei der niedrigen Feuerschicht zeitweise, d. h. bei nicht genügender Bedeckung der Rostfläche, die hintere Rohrwand bestrich und fortgesetztes Lecken der Einwalzstellen der Siederöhren verursachte.

Viele Mittel wurden zur Beseitigung dieses Uebelstandes versucht, blieben aber erfolglos, bis die Baldwin-Lokomotivwerke wieder zu der alten Verbrennungskammer zurückkehrten, die jedoch wesentlich verkürzt wurde. Bei dieser Anordnung, Fig. 324 und 325, tritt die hintere Rohrwand durchschnittlich 150 mm gegen die untere Feuerbüchswand zurück und verhindert die kalte Luft, die Siederohrrumbörtelungen unmittelbar zu bestreichen. Sie vermeidet außerdem eine unmittelbare Berührung der Siederohrenden durch das Feuer. In dieser Form ist der Kessel auch bei der Ausstellungslokomotive durchgeführt.

Als ein guter Durchschnittswert für das Verhältnis zwischen Heizfläche und Rostfläche hat sich für grobkörnige Anthrazitkohle die Zahl 40 ergeben; für kleinkörnigen Anthrazit liegt dieser Wert erheblich unter der genannten Zahl; er beträgt z. B. bei der Ausstellungslokomotive 29,2.

Die große Rostfläche und die niedrige Schichtung des Brennstoffes fördern die rasche Verbrennung und schnelle Dampfentwicklung. Sie bedingen ferner große Blasrohrmündungen und vermindern dadurch den Gegendruck auf die Dampfkolben. Die Wirtschaftlichkeit dieser Kessel ist bei richtiger Befeuerung hoch und ergibt mit Verbundwirkung in der Dampfmaschine eine der wirtschaftlichsten Lokomotiven der Vereinigten Staaten von Amerika.

Die Hauptabmessungen der Ausstellungslokomotive ergeben sich aus Fig. 326 bis 330. Bauart und Ausführung des Kessels zeigen Fig. 331 bis 336. Er gehört der Straight-Bauart an, wenn auch der Boden des zweiten Schusses etwas geneigt ist. Der Langkessel besteht aus zwei Schüssen, von denen der erste die stattliche Länge von 2573 mm hat, der zweite eine solche von 2016 mm. Die Ausführung der Längs- und Quernähte des Langkessels ergibt sich aus Fig. 331 und 334.

Form und Abmessungen der Feuerbüchse zeigen Fig. 331 und 332. Die innere Feuerkiste hat die gewaltige Länge von 3320 mm, gemessen von Innenseite der hinteren Rohrwand bis Innenseite der Feuerkistenrückwand. Decke und Seitenwände der inneren Feuerkiste und des Feuerbüchsmantels bestehen aus drei Blechen. Die Decke und die beiden Seitenwände des Feuerbüchsmantels sind halbkreisförmig gekrümmt, und zwar nach einem gemeinsamen Krümmungshalbmesser von 1733 mm, während die innere Feuerkiste nach verschiedenen Radien gekrümmt ist. Die Decke ist nach einem großen Halbmesser gebogen, d. h. sehr flach, um einen möglichst großen Dampfraum zu erhalten. Dieser Halbmesser von 3734 mm mußte naturgemäß für die Seitenwände verkleinert werden und beläuft sich bei ihnen auf 1238 mm. Diese Krümmung ist übrigens noch für die beiden Enden des Deckenbleches durchgeführt. Ein gemeinsamer Krümmungshalbmesser für alle drei Bleche der inneren Feuerkiste war nicht angängig, da er zu große Unterschiede in den Durchdringungswinkeln der Stehbolzen in den Seitenwänden des Feuerbüchsmantels und der inneren Feuerkiste ergeben hätte. Man nahm dafür lieber die scharfe Brechung der Feuerkistendecke in den Kauf.

Seitenwände und Decke der Feuerbüchse sind durch radial gerichtete Stehbolzen von 28,6 bezw. 25,4 mm Stärke verankert. Die beiden vorderen Reihen der Deckenanker sind beweglich, und zwar bestehen diese Verankerungen aus T-Eisenbarren, die durch Laschen verbunden sind, und je drei Pendellaschen, die zu beiden Seiten der beiden Querbarren angeordnet sind. Die Einzelheiten dieser Ausführungen ergeben sich aus Fig. 332.

Die sehr kräftige Längsverankerung der Feuerbüchse besteht aus 28 Ankern zwischen Feuerbüchsmanteldecke und Feuerbüchsrückwand. Die Feuerbüchsrückwand ist zu diesem Zweck durch eine große Eisenplatte, deren Umriß der Krümmung der Seitenwand und der Decke sowie des Feuerloches folgt, verstärkt, Fig. 331 und 332.

Die Herstellungsweise des Feuerloches ist von der üblichen abweichend. Sie ergibt sich aus Fig. 331 und 332. Die lichte Weite des Feuerloches beträgt 870 mm, die lichte Höhe 400 mm. Trotz der erheblichen Breite ist es für den Heizer

[1]) Alexander Mitchell ist auch der Erfinder der Consolidation-Type; er hat die erste Lokomotive dieser Bauart bei den Baldwin-Lokomotivwerken 1866 in Auftrag gegeben.

Fig. 331 bis 336. Lokomotivkessel.

Fig. 331.

Fig. 334. Fig. 335. Fig. 336.

zweifellos schwierig, die beiden hinteren Ecken der Rostfläche genügend zu beschicken. Die Feuertür ist zweiflügelig und schlägt nach außen auf. Darunter ist ein Schirmblech angebracht, das die Zugvorrichtung vor durchfallender Kohle schützt, Fig. 326.

Die Stiefelknechtplatte, welche den Uebergang von dem runden Kesselschuß nach der domförmigen Feuerbüchse herzustellen hat, ist eigentümlich geformt. Ihre Vernietung mit Manteldecke und Seitenwand der Feuerbüchse ist in Fig. 335 dargestellt. Die Nietverbindung der hinteren Rohrwand mit der Decke und den Seitenwänden der Feuerkiste ergibt sich aus Fig. 336. Die vordere Rohrwand, Fig. 333, ist gegen den ersten Kesselschuß durch 12 Längsanker abgesteift.

Fig. 337 und 338. Dampfstrahldüsen.

Fig. 337. Fig. 338.

Der Aschkasten mußte naturgemäß sehr stark eingezogen werden, Fig. 329, und ist außerdem durch die hinterste Treibachse stark durchschnitten, Fig. 326. Er dient einzig und allein dem Zweck, die Asche und Schlacke während der Fahrt aufzunehmen. Zum Entleeren sind die beiden Trichter an ihrem Boden mit wagerechten Schiebern versehen, die vom Heizerstand aus von Hand mittels Hebelübersetzung bewegt werden können.

Die Luft wird zu beiden Seiten der Feuerbüchse zwischen Bodenring und Aschkasten zugeführt, und zwar je durch drei längliche Oeffnungen, von denen die beiden äußeren einen lichten Querschnitt von 559 × 127 qm haben und durch eine Klappe von Hand verschließbar sind. Die mittlere Oeffnung ist für verstärkte Luftzufuhr mittels Dampf eingerichtet und besteht zu diesem Zweck aus 3 nebeneinander gelagerten Düsen von je 114,3 × 25,4 qmm Querschnitt für die Luftzuführung; diese Düsen sind von der Dampfdüse umgeben und führen unter der saugenden Wirkung (ähnlich wie beim Injektor) die Luft unter die Rostfläche ein, Fig. 337 und 338. Die Stärke der Luftzufuhr kann durch Regelung der Dampfzufuhr vom Heizerstand aus verändert werden.

Der Rahmen, Fig. 339 und 340, besteht aus Gußstahl und zeigt die übliche Bauart. Auch hier ist die Queraussteifung ziemlich mangelhaft. Von dem Gußquerträger dicht hinter dem Sattelstück, das zur Aufnahme des hinteren Drehpunktes des Deichselgestelles dient, bis zu den beiden Querversteifungen unter der Vorderwand der Feuerbüchse ist keine gemeinsame Versteifung des oberen und des unteren Barrenstückes vorhanden, sondern nur eine Versteifung des oberen Barrens

Fig. 339 und 340. Rahmen.

Fig. 332.

Fig. 333.

Sie sind ebenfalls alle mit Laufkränzen versehen. Die Kurvenbeweglichkeit wird durch seitlichen Spielraum der ersten, zweiten und vierten Treibachse im Achslager und der Kuppelstangenlager in ihren Zapfen erreicht.

Führerhaus und Heizerstand sind aus den oben angegebenen Gründen voneinander getrennt. Da der Zugkasten kurz hinter der Rückwand der Feuerkiste abschließt, so mußte die eigentliche Feuerungsplattform auf dem Tender angebracht werden. Um dem Heizer vor den Unbilden der Witterung Schutz zu gewähren, ist auch der vordere Teil des Tenders überdacht. Dieses Dach schiebt sich unter dasjenige der Lokomotive und hat genügenden Spielraum, um die gegenseitige Verschiebung der beiden Teile in den Kurven zu gestatten.

Auf dem Heizerstand befinden sich ein Dampfmanometer und drei Probierhähne, aber kein Wasserstandglas, was nach unserer Anschauung unzulässig ist, da der Heizer den Wasserstand unter allen Umständen dauernd vor Augen haben muß. Auf der rechten Seite sind das Dampfventil für die künstliche Luftzuführung unter den Rost und ein Sprach-

Fig. 341 bis 344.

Sattelstück mit Zylindern und Gehäusen.

durch den Kesselträger hinter der ersten Treibachse, der gleichzeitig als Träger für die Geradführung des Kreuzkopfes dient, und durch den Kesselträger zwischen der zweiten und dritten Treibachse.

Das obere Barrenstück wird übrigens vor und hinter dem Sattelstück durch schmiedeiserne Querstücke zusammengehalten. Das Sattelstück nebst Zylindern und Gehäusen für die Flachschieber ist in Fig. 341 bis 344 dargestellt.

Der entlastete Flachschieber ist mit allen Einzelheiten in Fig. 345 bis 356 abgebildet. Die Entlastung erfolgt grundsätzlich in ganz ähnlicher Weise wie bei uns: in den Schieber sind 2 Längs- und 2 Quernuten eingefräst, in welche Blattfedern eingebracht werden, und darüber liegen Flachschienen, die bei der Bewegung des Schiebers auf der Gegenplatte laufen. Die Blattfedern dienen dazu, die Dichtung herzustellen und außerdem bei unzulässig hohen Drücken im Zylinder zu gestatten, daß der Schieber sich abhebt.

Die Stephenson-Steuerung ist mit Ausnahme der innen liegenden Schubstangen, die um die zweite Treibachse herumgeführt werden müssen, verhältnismäßig leicht. Dagegen ist das Triebwerk, vor allem der Kreuzkopf und die Pleuelstange, sehr schwer. Der Kreuzkopf ist auf der Zylinderseite kastenförmig ausgeführt, um die Kolbenstange statt eines Keiles mit Mutter und Gegenmutter im Kreuzkopf zu befestigen. Nachteilig ist aber, daß die Muttern dabei sehr niedrig ausfallen, wenn der Kreuzkopf nicht noch mehr in die Länge gezogen werden soll, Fig. 357.

Von den drei Kuppelstangen ist nur der vordere Kopf der vordersten Kuppelstange nachstellbar.

Die Anordnung der Tragfedern nebst Ausgleichhebeln ergibt sich aus Fig. 358. Die Laufachse und die erste Treibachse sind durch Ausgleichhebel miteinander verbunden, und ebenso die drei hinteren Treibachsen untereinander, so daß die Maschine in sieben Punkten gelagert ist.

Sämtliche vier Treibachsen werden einseitig gebremst.

Fig. 345 bis 356. Entlasteter Flachschieber.

Fig. 357. Kreuzkopf.

Fig. 358. Anordnung der Tragfedern.

rohr angebracht, durch das sich der Heizer mit dem Führer verständigen kann.

Das Führerhaus befindet sich vor der Feuerkiste und wird von dem Führer von der Stirnseite der Lokomotive aus über eine Plattform betreten. Um eine Verbindung zwischen Führerhaus und Heizerstand herzustellen, ist seitlich von der Feuerbüchse, etwa in ihrer halben Höhe, eine Plattform angeordnet, die gegen die beiden Stände durch je eine recht enge Fenstertür abgeschlossen ist. Zu dieser Plattform führen vom Heizerstand drei schmale Tritte hinauf. Die Plattform selbst ist sehr schmal und nach der Außenseite hin mit einem Geländer versehen. Dieselbe Verbindung ist zwischen dem Heizerstand und der linken Seite des vorderen Führerhauses hergestellt. Dieser Raum ist für den Aufenthalt des Heizers während längeren Haltens zur bequemen Verständigung mit dem Führer vorgesehen, wird in der Regel aber nicht benutzt.

Nur wer selbst die Mühe sich nicht hat verdrießen lassen, auf dem genannten Weg von dem Heizerstand nach dem Führerhaus zu gelangen, kann beurteilen, welche turnerischen Ansprüche mit dieser Anordnung an den Heizer gemacht werden.

Das Führerhaus selbst ist außerordentlich eng, und da es dicht neben dem Kessel liegt, in der Sommerhitze sicherlich kein angenehmer Aufenthaltsort.

Die Apparate sind dicht nebeneinander gelegt und recht unübersichtlich angeordnet. Der Steuerhändel ist so dicht neben dem Kessel angebracht, daß der Führer infolge der Bewegung von der Seite aus und noch dazu mit der linken Hand gar nicht seine volle Kraft anwenden kann. In der Bewegung wird er außerdem noch durch den Sitz gehindert.

Einige Vorrichtungen auf der Mitte des Kessels sind vom Stand aus schwer zu erreichen, so z. B. das Ventil für die Westinghouse-Luftpumpe. Die beiden Injektoren sind in einem gemeinsamen Gehäuse außerhalb des Führerhauses untergebracht.

Schließlich sei noch eine Eigentümlichkeit an dieser Maschine bezüglich der Notkupplung mit dem Tender erwähnt. Sie besteht nicht, wie es auch in den Vereinigten Staaten sonst allgemein üblich ist, aus starren Kuppelstangen, die im Kuppelbolzen der Lokomotive für die Kurvenbeweglichkeit den erforderlichen Spielraum haben, sondern aus Ketten von 4 Gliedern, die, wenn die Hauptkupplung gespannt ist, lose herunterhängen. Nachteilig ist bei der getroffenen Anordnung, daß die beiden Befestigungspunkte an Lokomotive und Tender verschiedene Höhenlage haben und bei Strecklage der Kette (in Fig. 359 kurz gestrichelt) die untere Kante des Lokomotivzugkastens der Streckung der Kette in eine Gerade im Wege steht, so daß das zweite Glied auf Biegung beansprucht wird. Da zudem der Befestigungsbolzen für das erste Glied der Kette an der Lokomotive ziemlich schwach ist, so kann man mit Sicherheit voraussagen, daß, wenn die Hauptkupplung reißt, die Notkupplung sofort nachfolgen wird.

Fig. 359.

(Fortsetzung folgt.)

Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

Von Dr.-Ing. **Otto Berner**, München.

(Fortsetzung von S. 1117)

IV. Dampftemperatur und Wärmeverbrauch.

Für jede Maschine gibt es eine bestimmte Temperatur, oberhalb deren die nötige Betriebsicherheit nicht mehr vorhanden ist. Unterhalb dieser sogenannten betriebsicheren Grenztemperatur kann für die Wahl der Temperatur nur der Zusammenhang zwischen ihr und dem Wärmeverbrauch maßgebend sein. Als Nachteil bei Untersuchungen über diesen Zusammenhang erweist sich der Wechsel der Undichtheitverluste mit der Temperatur. Die wenigen zuverlässigen Versuche, die bis jetzt bekannt geworden sind, sind in Fig. 6 und 7 zusammengestellt. Der Wärmeverbrauch ist bei gesättigtem Dampf unter Voraussetzung vollkommener Trockenheit, bei überhitztem Dampf für konstantes $c_p = 0{,}48$ berechnet worden. Die Ergebnisse sind für Auspuff- und Kondensationsmaschinen getrennt wieder gegeben, weil sich in dieser Beziehung ein deutlicher Unterschied zeigt. Bei **Kondensationsbetrieb**, Fig. 6, nimmt nämlich bei allen Versuchen der Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st ziemlich genau proportional mit der Temperatur ab, und zwar bis zu den heute gebräuchlichen Höchsttemperaturen. Die stärksten Abweichungen von dieser Gesetzmäßigkeit zeigt die größere der beiden Zweizylindermaschinen (762,5 PS_i). Da diese nach beiden Richtungen von der Geraden liegen, spielen hier wahrscheinlich auch Ungenauigkeiten bei der Versuchsausführung mit. Entsprechend diesem Verhalten zeigt die Wärmeersparnis, die für die Versuche Fig. 6 in Fig. 8 graphisch dargestellt ist, annähernd proportionale Zunahme mit der Temperatur.

Fig. 6.

Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs von der Dampftemperatur bei Kondensationsmaschinen.

Bauart der Maschine	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Uml./min	mittl. Leistung PS_i	Versuchsleiter	Versuche sind durchgeführt bei
Einzylinder (einfache Expansion)	240,5	750	95	53,2	Gebr. Sulzer	annähernd gleicher indizierter Leistung
Zweizylinder (zweifache Expansion)	700 + 1100	1800	64,3	762,5	Elsässischer Verein von Dampfkesselbesitzern	
Zweizylinder (zweifache »)	325 + 560	850	127	220,3	Schröter	
Vierzylinder (dreifache »)	865,2 + 1250 + 2 × 1550,1	1300	83 1/2	2929,9	Berliner Elektrizitätswerke	

Nach dem eigentümlichen Zusammenhang der spezifischen Wärme mit Temperatur und Spannung ist zu erwarten, daß die Linie des Wärmeverbrauchs mit der Temperatur zwar etwas stärker fällt, absolut genommen aber höher liegt als in Fig. 6. Aehnlich ist es mit der Wärmeersparnis. Die verhältnismäßige Zunahme mit der Temperatur wird etwas größer, dagegen die absolute Ersparnis etwas kleiner sein als in Fig. 8. Trotz der unrichtigen Annahme über die spezifische Wärme ist aber aus dem Verlauf der Linien deutlich zu erkennen, daß die Dampfüberhitzung bei Kondensationsmaschinen bis zu den höchsten Temperaturen ausreichenden Nutzen bietet. **Die Grenze für die Wahl der Temperatur wird hier allein durch die Rücksicht auf die Betriebsicherheit gezogen.**

Anders sind die Verhältnisse bei **Auspuffbetrieb**. Hier zeigt sich nach den Versuchsergebnissen in Fig. 7 für konstantes c_p eine deutliche, in einzelnen Fällen ziemlich starke Krümmung der Linien des Wärmeverbrauchs. Durch das genaue c_p wird zwar die Krümmung wahrscheinlich abgeschwächt. Immerhin ist es nicht unmöglich, daß schon unterhalb der betriebsicheren Grenztemperatur die Zunahme der Wärmeersparnis so gering wird, daß die Anwendung starker Ueberhitzung zwecklos erscheint. Die genaue Klarstellung dieser Frage ist für die Anwendung der Dampfüberhitzung im Lokomotivbetriebe von hoher Bedeutung[1]). Aus den Ersparnisziffern in Fig. 9 ist zu schließen, daß die Temperatur, bis zu der man noch mit ziemlicher Sicherheit auf entsprechenden Nutzen rechnen darf, wohl kaum unter 300° C liegt. Immerhin muß man mit der Uebertragung der Ergebnisse in Fig. 7 auf andre Fälle noch vorsichtig sein. Der Fehler durch den Wechsel der Undichtheitsverluste ist gerade bei Einzylindermaschinen am größten. Die untersuchten Maschinen sind durchweg von kleiner Größenordnung und arbeiten bei Naßdampf nicht sehr wirtschaftlich. Der Verlauf der Verbrauchslinien, wie er von **Ripper und Seemann** gefunden wurde, ist nicht ganz regelmäßig. Die Linien zeigen auch leichte Krümmungen nach oben. Zum großen Teil hängt dies allerdings damit zusammen, daß die Verhältnisse nicht bei allen Versuchen genau die gleichen waren. Um für die Wahl der Dampftemperatur bei Lokomotiven zuverlässige Anhaltspunkte zu gewinnen, bleibt eben nichts andres übrig, als die Lokomotivmaschine selbst bei wechselnder Temperatur zu untersuchen. Man entgeht so am besten dem nur schwer zu schätzenden Einfluß der veränderten Abmessungen und Bauart. Selbstverständlich ist auch der Unterschied von Zwilling- und Verbundmaschine nicht ohne Einfluß auf die in Rede stehende Gesetzmäßigkeit. Die Durchführung derartiger Versuche auf der Strecke dürfte nach den bisherigen Erfahrun-

[1]) Vergl. hierzu auch die Ausführungen des Verfassers in Z. 1903 S. 729.

Fig. 7.

Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs von der Dampftemperatur bei Auspuffmaschinen.

	Bauart der Maschine	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Uml./min	mittl. Leistung PSi	Versuchsleiter	Versuche sind durchgeführt bei
—○—	Einzylinder	180 + 180	300	175	16,7	Ripper	gleicher Nutzleistung
--●--	»	320	350	210	75,4	Doerfel	gleichem Füllungsgrad
—●—	»	250	400	150	41,8	Seemann	stark wechselnder Leistung
-·-◎-·	»	240,5	750	95	39,9	Gebr. Sulzer	gleicher indizierter Leistung

gen allerdings wohl kaum zu einwandfreien Ergebnissen führen.

Was schon aus der Zusammenstellung der Versuche in Fig. 4, die sich auf die verschiedensten Maschinen beziehen, deutlich zu erkennen war, zeigen auch die Versuche an den gleichen Maschinen in Fig. 6 und 7, nämlich die starke Abhängigkeit der Wärmeersparnis von der Beschaffenheit und Bauart der Maschine. Während die Verbrauchskurven für kleine Maschinen mit entsprechend großem Wärmeverbrauch ziemlich steil abfallen, ist ihre Neigung bei großen und sehr wirtschaftlichen Maschinen viel geringer. Der Vergleich der 250 PS-Tandemmaschine mit der 3000-PS-Dreizylindermaschine zeigt aber auch hier, daß nicht in erster Linie Größenordnung und Bauart, sondern eigentlich der Gütemaßstab (indizierte Wirkungsgrad) für die Ersparnis maßgebend ist. Will man von den Einzelwirkungen der Dampfüberhitzung absehen, so erscheint es deshalb wiederum zweckmäßig, den Wärmeverbrauch für Naßdampf als den allgemeinsten Maßstab für die Größe der Ersparnis zu wählen. Die mittlere Wärmeersparnis für 50° C ermittelt sich aus den angeführten Versuchsreihen wie folgt:

Nr.	Versuchsleiter	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st bei gesättigtem Dampf WE	mittlere Wärmeersparnis für 50° C vH
1	Gebr. Sulzer Auspuff	8415	18,2
2	Gebr. Sulzer Kondensation	7029	11,4
3	Elsässischer Verein von Dampfkesselbesitzern	4926	6,6
4	Schröter	3618	4,5
5	Berliner Elektrizitätswerke	3507	4,4

Fig. 8.

Abhängigkeit der Wärmeersparnis von der Dampftemperatur für die Kondensationsmaschinen in Fig. 6.

In Fig. 10 ist diese Beziehung zwischen Wärmeersparnis und Wärmeverbrauch bei gesättigtem Dampf noch graphisch wiedergegeben. Wenn man für die in Fig. 4 angenommenen Wärmeverbrauchsgrenzen die gleiche Linie aufzeichnete, so würde sie unterhalb 5000 WE noch über derjenigen in Fig. 10 liegen, oberhalb 5000 WE dagegen unter ihr. Die Linie in Fig. 5, die allerdings die Wärmeersparnis für etwas mehr als 50° C angibt, würde, auf 50° C umgerechnet, nur in ihrem tiefsten Punkte mit der Linie in Fig. 10 übereinstimmen, sonst ganz oberhalb derselben verlaufen. Es folgt hieraus, daß Fig. 10 nur unterhalb 5000 WE die Wärmeersparnis für sehr gute Maschinen angibt. Die Zahlen oberhalb 5000 WE beziehen sich schon auf Maschinen von durchschnittlicher, oberhalb 7000 WE von mäßiger Güte. Man erkennt also, daß man mit einer einzigen derartigen Linie noch nicht in der Lage ist, die Ersparnis zuverlässig voraus zu bestimmen. Für eine Abschätzung müßte man wenigstens noch wissen, in welchen Grenzen die Wärmeersparnis beim gleichen Wärmeverbrauch (für gesättigten Dampf) schwanken kann. Es ist von vornherein klar, daß diese Grenzen um so näher beisammen liegen, je niedriger der Wärmeverbrauch, je besser also die Maschine ist. Die Sicherheit in der Vorausbestimmung von Ersparniszahlen aus andern Erfahrungszahlen ist deshalb für gute Maschinen viel größer als für schlechte.

Auch aus den Versuchen an den vier Auspuffmaschinen ergibt sich deutlich die Abnahme der Ersparnis mit dem absoluten Wärmeverbrauch. Die folgende Zusammenstellung gibt die Wärmeersparnis für 100° C Temperaturunterschied (und zwar bei allen Maschinen zwischen 210 und 310° C).

Fig. 9.

Abhängigkeit der Wärmeersparnis von der Dampftemperatur für die Auspuffmaschinen in Fig. 7.

Fig. 10.

Abhängigkeit der Wärmeersparnis von dem Wärmeverbrauch bei gesättigtem Dampf.

Nr.	Versuchsleiter	Wärmeverbrauch für 1 PSi st bei mäßiger Ueberhitzung von 210° C WE	Wärmeersparnis durch Ueberhitzung auf 310° C vH
1	Ripper	10423	33,2
2	Doerfel	8963	31,4
3	Seemann	8126	26,3
4	Gebr. Sulzer	7570	23,9

V. Auspuff und Kondensation.

Der Unterschied in der Gesetzmäßigkeit zwischen Dampftemperatur und Wärmeverbrauch bei Auspuff- und Kondensationsbetrieb ist im vorhergehenden Abschnitt eingehend besprochen worden. Seine unmittelbare Folge ist natürlich eine gewisse Abhängigkeit der durch die Kondensation bewirkten Ersparnis von der Dampftemperatur. Nach Versuchen der Maschinenfabrik Gebr. Sulzer in Winterthur an der gleichen Maschine ist diese Ersparnis bei mittlerer Ueberhitzung tatsächlich kleiner als bei gesättigtem Dampf oder starker Ueberhitzung.

Selbstverständlich ist der absolute Wärmeverbrauch bei Kondensation unter allen Umständen kleiner als bei Auspuff; dagegen ist umgekehrt die Ersparnis durch Dampfüberhitzung bei Auspuff größer als bei Kondensation. Man begegnet noch heute in Fachkreisen vielfach der gegenteiligen Ansicht[1]), weil man die Eintrittverluste bei der Kondensationsmaschine wegen des größeren Temperaturgefälles im Zylinder für wesentlich größer hält. Es ist aber durch Versuche von Doerfel[2]) nachgewiesen, daß das Temperaturgefälle die Verluste durch Wärmeaustausch viel weniger beeinflußt als die Dampfbeschaffenheit (Dampfnässe, Dampftemperatur und Dampfspannung). Insbesondre hat Doerfel durch seine bekannten Versuche an der Einzylinder-Kolbenschiebermaschine der Prager Maschinenbau-A.-G. vorm. Ruston & Co. in Lieben gezeigt, daß der Wärmeaustausch bei gleicher Füllung und gleichem Temperaturgefälle bei Auspuffbetrieb weit größere Wärmemengen erfordert als bei Kondensationsbetrieb (mit Niederdruck), solange mit niedriger Ueberhitzung oder gesättigtem Dampf gearbeitet wird. Es folgt hieraus notwendig, daß die Vergrößerung des Temperaturgefälles nach unten, wie sie durch die Anwendung der Kondensation bewirkt wird, eine weit geringere Vermehrung der Eintrittverluste hervorruft, als man das allgemein annimmt. Auch der tatsächliche Unterschied in der Wirkung der Dampfüberhitzung auf Auspuff- und Kondensationsmaschinen liefert bis zu einem gewissen Grade einen Beweis für die Richtigkeit dieser Anschauung. Wenn man nämlich rechnerisch die Wärmeersparnis der verlustlosen Maschine für beide Betriebsweisen bestimmt, ergeben sich für die gleichen Verhältnisse bei Auspuff wesentlich größere theoretische Ersparnisse als bei Kondensation. Bei 10 kg/qcm absoluter Spannung und 350° C beträgt der Vorteil zugunsten der ersteren Betriebsweise rd. 9 vH. Der Grund hierfür liegt darin, daß der theoretische Nutzen des überhitzten Dampfes, der in der Erhöhung des Temperaturgefälles wenigstens für einen Teil der zugeführten Wärme besteht, um so mehr zur Geltung kommt, je weiter der mittlere Temperaturabfall von dem absoluten Temperatur-Nullpunkt entfernt liegt. Da für die tatsächliche Ersparnis auch die Wirkung der Dampfüberhitzung auf die Arbeitsverluste im Zylinder in Betracht kommt, war es von vornherein ungewiß, ob der theoretische Unterschied auch bei der wirklichen Maschine zutrifft. Versuche, die die Maschinenfabrik Gebr. Sulzer in Winterthur an der gleichen Maschine unter ähnlichen Verhältnissen durchgeführt hat, zeigen nun in der Tat, daß bis zu sehr hohen Temperaturen die verhältnismäßige Ersparnis bei wirklichen Auspuffmaschinen größer ist als bei Kondensationsmaschinen. Zahlentafel 11 gibt den gefundenen Unterschied in den Dampf- und Wärmeersparniszahlen bei Ein- und Zweizylinderbetrieb, und zwar jeweils für die gleiche Leistung. Er wird nach den Versuchen an der Einzylindermaschine, die bei insge-

[1]) Vergl beispielsweise Burkhardt, Fortschritte in der Anwendung des überhitzten Dampfes, Stahl und Eisen 1903 Nr. 14 bis 16.

[2]) Z. 1889 S. 1065; 1899 S. 658.

Zahlentafel 11.

Unterschied in der Dampf- und Wärmeersparnis bei Auspuff- und Kondensationsbetrieb nach Versuchen der Maschinenfabrik Gebr. Sulzer in Winterthur.

Bauart der Maschine	Art des Betriebes	indizierte Leistung PSi	Dampftemperatur an der Maschine °C	Dampfverbrauch für 1 PSi-st kg	Dampfersparnis vH	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Wärmeersparnis vH
Einzylindermaschine Zyl.-Dmr. 240,5 mm, Hub 750 mm, Uml./min 95	Auspuff	53	179 (gesättigt)	12,87	—	8508	—
		53	260	8,94	30,5	6258	26,4
		53	340	7,43	42,3	5486	35,5
	Kondensation	53	187 (gesättigt)	10,57	—	7029	—
		53	250	8,72	17,5	6062	13,8
		53	345	6,52	38,3	4830	31,3
	Unterschied in den Ersparniszahlen bei 255° C				13,0	—	12,6
	Unterschied in den Ersparniszahlen bei 342,5° C				4,0	—	4,2
Zweizylindermaschine Zyl.-Dmr. 240,5 mm / 401,6 mm, Hub 750 mm, Uml./min 95	Auspuff	93	189 (gesättigt)	9,80	—	6526	—
		93	330	6,88	29,8	5047	22,7
	Kondensation	93	180 (gesättigt)	7,31	—	4886	—
		93	140	5,35	26,8	3950	18,3
	Unterschied in den Ersparniszahlen bei 335° C				3,0	—	4,4

samt 3 Temperaturen untersucht wurde, in hohem Maße von der Temperatur beeinflußt. Es hängt dies eben mit der im vorhergehenden Abschnitt besprochenen Verschiedenheit in der Gesetzmäßigkeit zwischen Dampftemperatur und Wärmeverbrauch zusammen. Daß das tatsächliche Verhalten mit dem theoretischen übereinstimmt, weist aber jedenfalls darauf hin, daß der Unterschied in den Eintrittverlusten bei Auspuff und Kondensation nicht sehr groß sein kann. Es könnte vielleicht noch eingewendet werden, daß der genannte Unterschied auch von der Leistung beeinflußt wird. Bei Einzylindermaschinen ist aber die Ersparnis erfahrungsgemäß von der Leistung fast unabhängig. Nur bei Maschinen mit mehreren Zylindern ist eine allerdings unwesentliche Veränderung mit der Leistung festgestellt worden, die aber im vorliegenden Fall an dem Ergebnis so gut wie nichts ändert. Sämtliche Versuche der Zahlentafel 11 liegen ziemlich in der Nähe der günstigsten Leistung.

VI. Anzahl der Zylinder.

Nächst der Dampftemperatur hat die Anzahl der Zylinder den größten Einfluß auf die Wärmeersparnis. Die Art dieses Einflusses war schon aus den Zusammenstellungen der Versuche in Fig. 4 und 6 zu erkennen. In beiden zeigte sich nämlich, daß der Wärmeverbrauch, aufgezeichnet in Abhängigkeit von der Dampftemperatur, bei Maschinen mit einem Zylinder verhältnismäßig stärker fällt, und daß diese Abnahme um so geringer wird, in je mehr Zylindern der Dampf expandirt. Die einzige Ausnahme von dieser Regel zeigen die Versuche an der 250 PS-Tandemmaschine von Van den Kerchove (38, 39, 53, 79, 80). Die Linie des Wärmeverbrauchs dieser Maschine läuft fast parallel mit derjenigen, die für gute Dreizylindermaschinen ermittelt wurde. Das erklärt sich daraus, daß ihr Wärmeverbrauch schon für gesättigten Dampf auffallend niedrig ist und dem der besten bekannten Dreizylindermaschinen wenig nachgibt. Die Maschine ist deshalb augenblicklich nicht vergleichsfähig, weil ein maßgebender Vergleich nur mit solchen Dreizylindermaschinen angestellt werden könnte, die zu den besten bekannten Dreizylindermaschinen in ähnlichem Verhältnis stehen wie die Maschinen von Van den Kerchove zu den besten bekannten Zweizylindermaschinen. Mit andern Worten: Maschinen mit verschiedener Zylinderzahl sind nur dann vergleichsfähig, wenn sie bei gesättigtem Dampf denjenigen Unterschied im Dampf- und Wärmeverbrauch zeigen, der bei gleichwertiger Beschaffenheit notwendigerweise vorhanden ist. Man wird deshalb bei dem Vergleich verschiedener Maschinen leichter zu unrichtigen Schlüssen gelangen, als wenn die gleiche Maschine beim Betrieb mit verschiedener Zylinderzahl beurteilt wird. Die Maschinenfabrik Gebr. Sulzer in Winterthur hat eine ihrer Betriebsmaschinen in dieser Weise untersucht und ist dabei zu den in Fig. 11 graphisch dargestellten Ergebnissen gelangt. Die Untersuchung erstreckte sich auf

1) den Betrieb mit 1 Zylinder,
2) » » » 2 Zylindern, und zwar mit Zylinderverhältnis 1 : 3,03 und 1 : 5,99,
3) den Betrieb mit 3 Zylindern.

Bei Ein- und Zweizylinderbetrieb (1 : 3,03) wurden die Versuche sowohl mit Auspuff als mit Kondensation durchgeführt. Die in Fig. 11 eingezeichneten Verbrauchswerte beziehen sich sämtlich auf die günstigste Leistung. Auch aus diesen Versuchen an der gleichen Maschine ist die ungleiche Wirkung der Dampfüberhitzung bei verschiedener Zylinderzahl deutlich ersichtlich. Der Verlauf der Verbrauchslinien bei 1 Zylinder ist ganz erheblich steiler als bei 3 Zylindern. Die Zahlen des Wärmeverbrauchs bei verschiedener Zylinderzahl liegen um so näher beisammen, je stärker überhitzt wird,

Fig. 11.

Versuche über die Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs von der Dampftemperatur bei verschiedener Zylinderzahl, ausgeführt an der gleichen Maschine von der Maschinenfabrik Gebrüder Sulzer in Winterthur.

Zyl.-Dmr. 240,5, 401,6 520; Hub 750 900; Uml./min 95

oder der Wert der mehrfachen Expansion nimmt mit der Dampftemperatur ab, allerdings zunächst nur absolut genommen. Ueber den verhältnismäßigen Wert der mehrfachen Expansion ist man wohl augenblicklich noch nicht ganz klar. Die Ersparniszahlen gegenüber einfacher Expansion bei der Sulzerschen Maschine sind in Zahlentafel 12 für 180 (gesättigt), 250 und 350° C berechnet worden.

Man erkennt aus der Zusammenstellung wohl eine deutliche Abnahme der Ersparnis gegenüber einfacher Expansion mit der Temperatur; dagegen ist die praktisch viel wichtigere Abnahme gegenüber der zweifachen Expansion erheblich geringer. Aus den Wärmeverbrauchsgrenzen, wie sie im Ab-

Zahlentafel 12.

Wärmeersparnis durch mehrfache Expansion nach Versuchen von Gebr. Sulzer, Winterthur.

Dampftemperatur in °C	180 (gesättigt)			250			350		
Zylinderzahl	Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st WE	Ersparnis gegenüber 1facher Expansion vH	Ersparnis gegenüber 2facher Expansion vH	Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st WE	Ersparnis gegenüber 1facher Expansion vH	Ersparnis gegenüber 2facher Expansion vH	Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st WE	Ersparnis gegenüber 1facher Expansion vH	Ersparnis gegenüber 2facher Expansion vH
1 Zylinder	7150	—	—	6050	—	—	4900	—	—
2 »	4800	32,8	—	4400	27,3	—	3950	19,4	—
3 »	4050	43,3	15,6	3800	37,2	13,6	3450	29,6	12,6

Zahlentafel 13.

Wärmeersparnis durch mehrfache Expansion nach den Ermittlungen in Abschnitt III.

Dampftemperatur in °C	gesättigt			250			350	
Zylinderzahl	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Ersparnis gegenüber 1 facher Expansion vH	Ersparnis gegenüber 2 facher Expansion vH	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Ersparnis gegenüber 1 facher Expansion vH	Ersparnis gegenüber 2 facher Expansion vH	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Ersparnis gegenüber 1 facher Expansion vH
1 Zylinder	4800	—	—	4450	—	—	3800	—
2 »	3900	18,8	—	3650	18,0	—	3100	18,4
3 »	3400	29,2	12,8	3200	28,1	12,3	—	—

schnitt III ermittelt oder angenommen wurden, ergeben sich die aus Zahlentafel 13 ersichtlichen Ersparnisse durch mehrfache Expansion.

Sie sind von der Temperatur nahezu unabhängig, d. h. für die angenommenen Grenzen wäre die verhältnismäßige Ersparnis durch mehrfache Expansion bei allen Temperaturen die gleiche. Es ist schon darauf hingewiesen worden, daß bei solchen Versuchen an der gleichen Maschine über diesen Gegenstand Täuschungen nicht so leicht vorkommen können, wie beim Vergleiche verschiedener Maschinen. Es ist wohl möglich, daß die Grenzen, wie sie in Fig. 4 angenommen worden sind, wegen des noch zu mangelhaften Versuchstoffes der Wirklichkeit nicht genau entsprechen; es kann aber auch sein, daß gute Maschinen eine andre Gesetzmäßigkeit zeigen als die Sulzersche Versuchsmaschine, die nach ihrem Wärmeverbrauch nur eine Maschine von höchstens durchschnittlicher Wirtschaftlichkeit darstellt.

Als Wärmeersparnis gegenüber gesättigtem Dampf (180° C) ergeben sich aus den Versuchen mit der Sulzerschen Maschine bei Anwendung von Kondensation die folgenden Werte:

Dampftemperatur	250° C	350° C
Betrieb mit 1 Zylinder	15,4 vH	31,5 vH
» » 2 Zylindern	8,3 »	17,7 »
» » 3 »	6,2 »	14,8 »

Aus dieser starken Abhängigkeit der Ersparnis von der Zylinderzahl, die sich auch schon bei der Bestimmung der Wärmeverbrauchsgrenzen im Abschnitt III gezeigt hatte, hat man naturgemäß eine gewisse Verschiebung im Anwendungsgebiet der gebräuchlichen Maschinengattungen abgeleitet. Man sieht aus den Figuren 4 und 11, daß die Einzylindermaschine bei starker Ueberhitzung (von rd. 350°) denselben Wärmeverbrauch zeigt wie die Zweizylindermaschine bei gesättigtem Dampf. Ebenso erreicht die letztere schon bei mittlerer Ueberhitzung den Wärmeverbrauch der Dreizylindermaschine bei gesättigtem Dampf. Man kann deshalb bei Anwendung der Dampfüberhitzung die Ersparnis nach zwei verschiedenen Richtungen suchen. Man spart entweder an den Anlagekosten, indem man mit einer einfacheren und billigeren Maschine denselben Kohlenverbrauch zu erreichen sucht wie mit der teureren Sattdampfmaschine, oder aber man behält die teurere Bauart bei und spart nur an Kohle. Welchen Weg man in einem gegebenen Sonderfall einschlägt, das wird in erster Linie davon abhängen, ob die Verzinsung der Anlagekosten oder der Kohlenaufwand den Hauptteil den Betriebskosten ausmacht. Da bei Dampfüberhitzung die Kosten der Kohlen an sich eine geringere Rolle spielen, so wird der billigeren Maschine häufiger der Vorzug gegeben werden als bei gesättigtem Dampf. Von diesem Standpunkt aus kann man wohl behaupten, daß das Anwendungsgebiet der einfacheren Maschine durch die Ueberhitzung erweitert worden ist. Wie ein Blick auf Fig. 11 lehrt, ist der Wettbewerb in dieser Beziehung namentlich zwischen zwei Maschinenpaaren sehr stark geworden, nämlich zwischen der

1) Ein- und Zweizylindermaschine bei Auspuffbetrieb und der 2) Zwei- und Dreizylindermaschine bei Kondensationsbetrieb.

Die Lösung der ersteren Frage hat hohen praktischen Wert für die Anwendung der Dampfüberhitzung im Lokomotivbetriebe. Die Versuche von Sulzer liefern die folgende Wärmeersparnis durch die Anwendung des zweiten Zylinders:

Dampftemperatur . . °C	180 (gesättigt)	260	340
Wärmeersparnis . . vH	21,2	9,3	9,1

Der Vorteil der Verbundwirkung wäre hiernach bei Dampfüberhitzung wesentlich geringer als bei gesättigtem Dampf; allerdings läßt die eigentümliche Abnahme der Ersparnis mit der Temperatur starke Zweifel über die Zuverlässigkeit der Ergebnisse aufkommen. In neuerer Zeit sind durch Strahl andre Vergleichsversuche zwischen Ein- und Zweizylinderbetrieb, und zwar an Lokomotiven selbst, veröffentlicht worden[1]). Das Hauptergebnis bei diesen Versuchen ist aus der folgenden Zusammenstellung ersichtlich.

Bauart der Lokomotive	2/4-gek. Schnellzuglokomotive Zwilling	Verbund
Dampftemperatur . . . . . . °C	260	230
Dampfspannung abs. . . . kg/qcm	13	13
Dampfersparnis gegenüber gesättigtem Dampf bei gleicher Leistung vH	15,7	10,0
Wärmeersparnis der Maschine . »	11,4	7,4
Wärmeersparnis durch die Veränderung des Kesselwirkungsgrades »	1,1	— 4,2
gesamte Wärmeersparnis . . . vH	12,5	3,2
tatsächliche Kohlenersparnis . . »	12,3	3,5

Die Versuche sind bei mäßiger Ueberhitzung angestellt worden. Dabei hat sich die Wärmeersparnis bei Verbundwirkung nicht wie bei den Sulzerschen Versuchen kleiner als bei Zwillingswirkung, sondern unter Berücksichtigung des Temperaturunterschiedes etwa gleich ergeben. Die Ueberhitzung verhält sich nämlich wie 7 : 4, also annähernd wie die Ersparniszahlen 11,4 : 7,4. In der Zusammenstellung ist noch die tatsächliche Kohlenersparnis für gleiche Leistung angegeben, nicht sowohl um zu zeigen, daß diese für den vorliegenden Vergleich nicht ohne weiteres maßgebend zu sein braucht, sondern vor allem, um aus der Gegenüberstellung von Kohlenersparnis und gesamter Wärmeersparnis erkennen zu lassen, daß kein Grund zu der Annahme vorliegt, daß die auf der Strecke durchgeführten Versuche nicht ausreichend zuverlässig seien. Die von mir in Z. 1903 S. 729 u. f. angeführten Versuche haben jedenfalls teilweise viel beträchtlichere Unterschiede zwischen den genannten Zahlen gezeigt und können deshalb auf keinen so großen Genauigkeitsgrad Anspruch erheben. Der vorliegende Vergleich ist ohne Berücksichtigung des Wassergehaltes des Kesseldampfes

[1]) Z. 1904 S. 17.

angestellt worden. Das erschien überflüssig, nachdem schon in der eben genannten Arbeit der Beweis erbracht worden war, daß gerade in dieser Hinsicht der Einfluß sehr gering ist.

Außer den beiden angeführten, einander widersprechenden Vergleichsversuchen sind augenblicklich keine weiteren vorhanden. Es empfiehlt sich deshalb, für die endgültige Entscheidung des Wertes der Verbundwirkung bei Auspuffbetrieb das Ergebnis weiterer Untersuchungen abzuwarten. Wünschenswert ist es hierbei, sich nicht auf mäßige Ueberhitzung zu beschränken, sondern den Wert wie bei den Sulzerschen Versuchen bis zu den höchsten Temperaturen festzustellen.

Bei Kondensationsbetrieb handelt es sich in ähnlicher Weise um den gegenseitigen Wert von Zwei- und Dreizylindermaschine. Die absolute Ersparnis durch den dritten Zylinder ist bei starker Ueberhitzung sicher kleiner als bei gesättigtem Dampf. Im Hinblick auf den gleichbleibenden Unterschied im Anlagekapital werden die Verhältnisse deshalb ungünstiger. In Fällen, wo die Kohlenersparnis die Hauptrolle spielt, wie beispielsweise bei hohen Kohlenpreisen, kommt aber für die gegenseitige Wertbemessung weniger die absolute als die verhältnismäßige Ersparnis in Betracht. Ueber die letztere herrscht, wie aus der Einleitung zu diesem Abschnitt hervorgeht, noch nicht völlige Klarheit. Es ist wohl möglich, daß ihre Abhängigkeit von der Dampftemperatur bei guten Maschinen nur gering ist.

Bei der Dreizylindermaschine spielen aber für den Vergleich mit der Zweizylindermaschine noch andre Umstände eine gewisse Rolle. Aus den Ergebnissen an der Sulzerschen Versuchsmaschine ist auch der Einfluß des Zylinderverhältnisses zu erkennen. Durch Vergrößerung dieses Verhältnisses, womit natürlich auch eine Erhöhung der Anlagekosten verbunden ist, kommt die Maschine mit 2 Zylindern der mit 3 Zylindern näher. In Fig. 11 stellt die Maschine mit dem Verhältnis 1 : 5,99 eine Dreizylindermaschine mit ausgeschaltetem Mitteldruckzylinder dar. Die gegenseitige Lage der Verbrauchzahlen gilt allerdings nur für die günstigste Leistung. Nach den augenblicklichen Erfahrungen scheint aber der Wärmeverbrauch oberhalb der günstigsten Leistung für Dreizylindermaschinen in stärkerem Maße zuzunehmen, so daß für stark beanspruchte Maschinen der Vorteil des dritten Zylinders geringer ist als bei der normalen Beanspruchung.

Wesentlich wichtiger für den Unterschied beider Maschinengattungen kann auch ein andrer Umstand sein. Der bisherige Vergleich hat sich stets auf gleiche Dampftemperatur bezogen. Oberflächlich betrachtet, scheint das auch völlig richtig zu sein. In Wirklichkeit ist das aber nur für Dampftemperaturen der Fall, die noch ein beträchtliches von der betriebsicheren Grenztemperatur entfernt sind. Der Vergleich bei gleicher Dampftemperatur nimmt keine Rücksicht auf etwaige Unterschiede in der Betriebsicherheit. Das einzige praktische Hülfsmittel für die Beurteilung der Betriebsicherheit bildet die Temperatur der Zylinderwandung; es gibt auch hier eine ganz bestimmte Grenztemperatur, oberhalb deren ein dauernder Betrieb ausgeschlossen ist. Nach den Versuchen über diesen Gegenstand, die im Abschnitt XI eingehend besprochen sind, wird diese Grenztemperatur mit Dreizylinderbetrieb im Hochdruckzylinder bei niedrigeren Dampftemperaturen erreicht als mit Zweizylinderbetrieb. Bei starker Ueberhitzung berücksichtigt demnach allein der Vergleich der Wärmeverbrauchzahlen bei gleicher Temperatur der Zylinderwandung die etwaigen Unterschiede in der Betriebsicherheit. Daß der Nutzen des dritten Zylinders für ungleiche Dampftemperaturen sich wesentlich kleiner gestaltet, das zeigt die folgende Zusammenstellung, in der unter Zuhülfenahme von Fig. 4 die Wärmeersparnis durch den dritten Zylinder bei Dampfüberhitzung für einen Temperaturunterschied von 50° C berechnet ist, und zwar für Zweizylinderbetrieb bei 350° C, für Dreizylinderbetrieb bei 300° C.

	gesättigter Dampf		überhitzter Dampf	
	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Wärme-ersparnis vH	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st WE	Wärme-ersparnis vH
2 Zylinder	3 900	—	3 100	—
3 Zylinder	3 400	12,8	3 000	3,2

Der Nutzen durch den dritten Zylinder wäre hiernach bei starker Ueberhitzung für diesen Temperaturunterschied verhältnismäßig viermal kleiner als bei gesättigtem Dampf. Praktisch ist dieser Unterschied augenblicklich etwa vorhanden, doch liegt er nach den Ausführungen im Abschnitt XI noch nicht fest. Sollte es nicht gelingen, auch Dreizylindermaschinen mit Temperaturen über 300° C vollkommen betriebsicher zu betreiben, so wäre damit wohl das Urteil über die Dreizylindermaschine bei Verwendung stark überhitzten Dampfes gesprochen. Sollte sich dagegen der zur Erzielung gleicher

Fig. 12 und 13.

Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs und der Wärmeersparnis von der Leistung bei der Einzylindermaschine nach Versuchen der Maschinenfabrik Gebr. Sulzer in Winterthur.

Zyl.-Dmr. 210,5 mm, Hub 750 mm, Uml./min 95, Spannung 10 kg/qcm abs.

Betriebsicherheit nötige Temperaturunterschied nur ganz klein ergeben, so dürfte eine allgemeine Entscheidung in dieser Frage nicht möglich sein. Sie wird davon abhängig bleiben, ob der absolute oder verhältnismäßige Nutzen des dritten Zylinders die größere Rolle spielt.

VII. Füllungsgrad, Spannung, Größenordnung.

a) Füllung.

Die Abhängigkeit des Dampfverbrauchs der Kolbenmaschine von der Füllung beim Betrieb mit gesättigtem Dampf innerhalb ziemlich weiter Grenzen nur gering, weshalb die genaue Kenntnis der Gesetzmäßigkeit praktisch nicht immer viel Wert besitzt. Immerhin war es beim Uebergang zu überhitztem Dampf von Belang, zu erfahren, ob die Gesetzmäßigkeit eine bemerkenswerte Aenderung erfährt, ob auch die Wärmeersparnis bei gleicher Temperatur von der Füllung abhängt, und ob sich die günstigste Füllung mit der Temperatur verlegt. Bevor diese Fragen beantwortet werden, muß nochmals daran erinnert werden, daß sich bei gleicher Leistung der Füllungsgrad mit steigender Temperatur vergrößert. Die Zunahme der Leistung mit dem Füllungsgrad ist also bei

Fig. 14 und 15.

Tandemmaschine von 1000 PS, untersucht von Schröter.

Zyl.-Dmr. 610, 1025 mm, Hub 1300 mm, Uml./min 83, Spannung 10,5 kg/qcm abs.

Zylinderverhältnis 1 : 2,82.

Fig. 16 und 17.

Tandemmaschine von 250 PS, untersucht von Schröter.

Zyl.-Dmr. 325, 560 mm, Hub 850 mm, Uml./min 127, Spannung 10,3 kg/qcm abs.

Zylinderverhältnis 1 : 3,0.

ist bekannt. Sie wird verursacht durch die Veränderung einerseits des indizierten Wirkungsgrades, anderseits des Expansionsverhältnisses mit der Füllung. Jede Maschine hat eine bestimmte Füllung, bei der der Dampfverbrauch einen kleinsten Wert erreicht. Die absolute Zunahme ober- und unterhalb dieser Füllung ist bei großen und guten Maschinen jeder Temperatur eine andre. Dementsprechend gelten Angaben, die sich auf die Leistung beziehen, nicht ohne weiteres auch für die Füllung, und umgekehrt.

Nach den derzeitigen Versuchsergebnissen sind nun fast alle Aenderungen, die der Dampfüberhitzung in dieser besondern Richtung zukommen, nur unbedeutend. Mit Rück-

Zahlentafel 14.

Zylinderverhältnis und Abhängigkeit der Wärmeersparnis von Leistung und Füllungsgrad.

Zahl der Zylinder	Bezeichnung der Maschine	Versuchsleiter	Zylinderverhältnis	Wärmeersparnis und Leistung bezw. Füllungsgrad							
Zweizylindermaschinen	Tandem-Ventilmaschine von Gebr. Sulzer in Winterthur	Schröter Z. 1902 S. 808	1 : 2,82	Leistung . . . . PSi	498,3	758,9	778,8	1088,6			
				Wärmeersparnis vH	6,3	5,8	5,3	9,8			
				Füllungsgrad . »	2,8	—	12,6	26,3			
				Wärmeersparnis »	6,2	—	6,3	11,0			
	Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove in Gent	Schröter Z. 1908 S. 1281	1 : 3,00	Leistung . . . . PSi	118,1	167,7	219,6	270,9	313,2		
				Wärmeersparnis vH	12,5	10,3	11,0	11,3	13,3		
				Füllungsgrad . »	5,9	10,8	16,5	23,7	30,1		
				Wärmeersparnis »	12,2	10,5	12,1	13,1	15,0		
	Tandem-Ventilmaschine von Gebr. Sulzer	Gebr. Sulzer	1 : 3,03	Leistung . . . . PSi	53,2	66,5	79,8	93,1	106 4	119,7	
				Wärmeersparnis vH	16,6	17,3	17,7	18 3	19,2	19,6	
	Ventilmaschine von Gebr. Sulzer	Gebr. Sulzer	1 : 5,99	Leistung . . . . PSi	53,2	66,5	79,8	93,1	106 4		
				Wärmeersparnis vH	22,0	21,1	20 2	19,3	18,0		
Dreizylindermaschine	Ventilmaschine von Gebr. Sulzer	Gebr. Sulzer	1 : 3,03 : 5,99	Leistung . . . . PSi	53,2	66,5	79,8	93,1	106,4	119 7	133,0
				Wärmeersparnis vH	14,7	14,4	13,9	13 1	12,2	10,6	8,7

sicht auf den erreichbaren Genauigkeitsgrad ist es deshalb auch schwierig, zu sagen, ob die gefundenen geringen Unterschiede wirklich als solche zu betrachten sind oder nicht. Für den Praktiker genügt es natürlich vollständig, festgestellt zu haben, daß sie gering sind.

Für Maschinen mit 1 Zylinder sind die Unterschiede wohl am kleinsten. Versuche der Maschinenfabrik Gebr. Sulzer, deren Ergebnis in Fig. 12 und 13 graphisch wiedergegeben ist, haben

Fig. 18.

Zweizylindermaschine von 100 PS, untersucht von Gebr. Sulzer in Winterthur.

——— Zyl.-Dmr. 240,5, 401,6; Hub 750
– – – Zyl.-Dmr. 240,5, 520; Hub 750, 900
Uml./min 95; Spannung 10 kg/qcm abs.

WE; 5000; 4000; 3000; Wärmeverbrauch für 1PSi · st; gesättigter Dampf; überhitzter Dampf; 340°C; 330°C; 22,0; 16,6; 19,2; 18,0; vH; 20; 10; Wärmeersparnis; 40; 60; 80; 100; 120PSi; indizierte Leistung

——— Zylinderverhältnis 1 : 3,03.
– – – » 1 : 5,99.

zwar gezeigt, daß die Wärmeverbrauchslinien, aufgezeichnet in Abhängigkeit von der Leistung, um so flacher verlaufen, je höher die Dampftemperatur ist. Trotzdem ist die Wärmeersparnis für alle Leistungen ziemlich gleich, woraus notwendig folgt, daß die verhältnismäßige Aenderung des Dampf- und Wärmeverbrauchs mit der Temperatur bei gesättigtem und überhitztem Dampf annähernd die gleiche ist. Auch die günstigste Leistung ist bis zu den höchsten Temperaturen von der bei gesättigtem Dampf kaum verschieden; die günstigste Füllung wächst also etwas mit der Temperatur. Eine Beeinträchtigung der Leistungsfähigkeit (mit Rücksicht auf die Wärmeausnutzung), wie sie wegen der Zunahme der Füllung für gleiche Leistung leicht vermutet werden könnte, ist nicht vorhanden.

Bei Maschinen mit mehreren Zylindern sind die Veränderungen von dem Zylinderverhältnis abhängig. Wenigstens zeigen die in dieser Beziehung maßgebenden Versuche wesentliche Unterschiede in der Gesetzmäßigkeit bei stark wechselndem Zylinderverhältnis. In Zahlentafel 14 ist

Fig. 19.

Dreizylindermaschine von 100 PS, untersucht von Gebr. Sulzer in Winterthur.

Zyl.-Dmr. 240,5, 401,6, 520; Hub 750, 900; Uml./min 95; Spannung 10 kg/qcm abs.

WE; 400; 200; 4000; 800; 600; 400; 3200; Wärmeverbrauch für 1PSi · st; gesättigter Dampf; überhitzter Dampf; 330°C; 14,7; 8,7; vH; 15; 10; 5; Wärmeersparnis; 40; 60; 80; 100; 120; 140PSi; indizierte Leistung

Zylinderverhältnis 1 : 3,03 : 5,99.

die Abhängigkeit der Wärmeersparnis von der Leistung und Füllung angegeben, wie sie an 5 Maschinen für Zylinderverhältnisse zwischen rd. 1 : 28 und 1 : 6,0 ermittelt wurde. Bei Maschinen mit 2 Zylindern ist die Abhängigkeit bis zu den größten Verhältnissen stets gering. Auffallend ist höchstens noch, daß in der Nähe und unterhalb des Verhältnisses 1 : 3,0 die Ersparnis mit der Leistung leicht zu-, bei dem Verhältnis 1 : 6,0 dagegen leicht abnimmt. Nur die Dreizylindermaschine zeigt eine auffallend starke Abhängigkeit, deren Kenntnis auch für den Praktiker von Belang sein

dürfte. Es beträgt nämlich bei der in Tafel 14 angeführten Maschine die Wärmeersparnis bei rd. 50 PS_i annähernd 15 vH und sinkt bei rd. 130 PS_i auf etwa 9 vH. Das Zurückgehen der Ersparnis stimmt insofern mit der Zweizylindermaschine überein, als das Verhältnis von Hoch- zu Niederdruckzylinder den Wert 1 : 6,0 erreicht. Der Verlauf der Linien des Wärmeverbrauchs und der Ersparnis bei den Versuchen in Zahlentafel 14 ist aus Fig. 14 bis 19 zu erkennen. Darin sind die Versuche mit überhitztem Dampf stets durch einen, mit gesättigtem Dampf durch 2 Ringe gekennzeichnet. Der Unterschied in der günstigsten Leistung oder Füllung wird aus Fig. 14 bis 17 nicht ganz deutlich erkannt, weil sich in beiden Fällen die Versuche nur auf den aufsteigenden Zweig der Verbrauchskurven erstreckt haben. Etwaige Verschiedenheiten in dieser Beziehung werden aber schon dadurch belanglos, daß der Verlauf der Linien in der Nähe der günstigsten Füllung sehr flach ist. Das Ansteigen der Wärmeersparnislinien bei großen Leistungen ist namentlich bei der Abhängigkeit vom Füllungsgrade gut zu erkennen. Die Versuche an der Zweizylindermaschine in Fig. 18 sind bei gleichem Hochdruckzylinder mit verschiedenem Zylinderverhältnis, also wechselndem Niederdruckzylinder, durchgeführt worden. Für das Verhältnis 1 : 3,03 nimmt die Ersparnis zu, für das Verhältnis 1 : 5,99 dagegen ab. Außer dieser eigentümlichen Gesetzmäßigkeit ist aus Fig. 18 noch zu erkennen, daß die Ersparnis durch Vergrößern des Expansionsverhältnisses bei gleicher Leistung für gesättigten und stark überhitzten Dampf nicht die gleiche ist. In Zahlentafel 15 sind die Ersparnisziffern in Abhängigkeit von der Leistung angegeben. Der Hauptunterschied zeigt sich bei kleinen Leistungen. Während hier bei gesättigtem Dampf die Vergrößerung der Expansion fast wertlos ist, zeigt sich bei Dampfüberhitzung für kleine Leistungen der gleiche Nutzen wie für große. Der theoretisch günstige Einfluß der erhöhten Expansion macht sich also bei Dampfüberhitzung namentlich auch bei kleinen Füllungen bemerkbar. Daraus folgt weiter, daß Zweizylindermaschinen mit großem Zylinderverhältnis bei kleinen Leistungen gegenüber Naßdampf verhältnismäßig günstiger arbeiten. Maschinen, die für spätere Steigerung vorgesehen sind oder wegen starker Belastungsschwankungen auch bei kleinen Leistungen möglichst wirtschaftlich arbeiten sollen, sind deshalb zweckmäßig mit entsprechend großem Zylinderverhältnis zu bauen. Wie ein Blick auf Fig. 18 lehrt, ergibt sich für solche Maschinen auch eine kleine Verschiebung der günstigsten Leistung nach unten. Bei dem an sich flachen Verlauf der Verbrauchskurven ist das aber praktisch ziemlich belanglos.

Zahlentafel 15.

Dampf- und Wärmeersparnis durch Vergrößerung der Expansion bei gesättigtem und stark überhitztem Dampf, berechnet aus den Versuchen in Fig. 18.

indizierte Leistung . . . PS_i		53,2	66,5	79,8	93,1	106,4
gesättigter Dampf (182° C)	Dampfersparnis vH	— 1,2	1,1	2,8	4,0	5,2
	Wärmeersparnis »	— 1,4	0,9	2,6	3,8	5,0
überhitzter Dampf (335° C)	Dampfersparnis »	4,5	4,8	4,9	4,3	2,9
	Wärmeersparnis »	5,2	5,5	5,5	4,9	3,6

(Fortsetzung folgt.)

Die Treskow-Brücke zu Oberschöneweide bei Berlin.

Von **Karl Bernhard,** Regierungsbaumeister und Privatdozent in Charlottenburg.

(Fortsetzung von S. 1147)

V. Der eiserne Ueberbau.

a) Statische Berechnung.[1])

1. Hauptträger. Für die zweite und endgültige statische Berechnung sind die Querschnitte und Gewichte der Eisenkonstruktion der unter IV erwähnten ersten Berechnung, welche für die Gestaltung und Ausführung des Unterbaues maßgebend war, zugrunde gelegt.

Das Gewicht der Fahrbahnabdeckung hat sich ohne Längsträger zu 410 kg/qm, mit Längsträgern zu 572 kg/qm, das der Gehwege zu 340 kg/qm ergeben. Unter beiden Gehwegen sind für Gas- und elektrische Leitungen je 300 kg/m bleibende Last angenommen.

Das Gewicht jedes der beiden Hauptträger ist für die Seitenöffnung zu 1,4 t/m, für die Mittelöffnung zu 1,7 t/m in Rechnung gesetzt und für den Windverband zu 30 kg/qm angenommen. Da für 1 m Brückenlänge ein Gewicht von 7,0 t/m (ohne Hauptträger) ermittelt ist, so ist das gesamte Eigengewicht für die Seitenöffnung

$$g_s = 7 + 2 \cdot 1{,}4 = 9{,}8 \text{ t/m},$$

für die Mittelöffnung

$$g_m = 7{,}0 + 2 \cdot 1{,}7 = 10{,}4 \text{ t/m},$$

und die der Berechnung zugrunde gelegten Knotenpunktslasten infolge des Eigengewichtes somit bei 6,0 m Feldweite für die Seitenöffnung

$$G_s = \frac{9{,}8 \cdot 6{,}0}{2} = 29{,}4 \text{ t},$$

für die Mittelöffnung

$$G_m = \frac{10{,}4 \cdot 6{,}0}{2} = 31{,}2 \text{ t}.$$

Als Verkehrslasten sind für die Fahrbahnteile ein 20 t schwerer Wagen, daneben Wagen von 12 t Gewicht, (s. die unter II gegebenen Grundlagen) bezw. eine Dampfwalze von 23 t Gewicht angenommen, wobei weiterer Verkehr auf der Brücke ausgeschlossen sein sollte. Für die Berechnung der Hauptträger ist eine Last von 400 kg/qm über Fahrbahn und Fußweg gleichmäßig verteilt gedacht.

Die Verkehrslast der Hauptträger erzeugt dadurch eine Knotenlast von

$$P = \frac{11{,}65 \cdot 6{,}0 \cdot 0{,}4 \cdot \frac{11{,}65}{2}}{8{,}8} = 18{,}5 \text{ t}.$$

Der Winddruck ist mit 250 kg/qm bei unbelasteter Brücke und 150 kg/qm bei belasteter Brücke mit einem Verkehrsbande von 2,5 m Höhe in Rechnung gestellt.

Für den Winddruck auf die Brücke selbst ist die Angriffsfläche der Fahrbahn und des Hauptträgers der Windseite in einfacher, die des Hauptträgers der Leeseite in 0,4-facher Größe berücksichtigt, zusammen also die 1,4-fache Ansichtsfläche in Rechnung gesetzt. Ferner ist eine ungleichmäßige Erwärmung des Mittelbogens durch Sonnenbestrahlung um 10° C vorausgesetzt.

Das Tragwerk sollte aus Flußeisen, die Lager und Anker aus Stahl hergestellt werden. Bei Ermittlung der Stabspannkräfte ist für jeden Konstruktionsteil die ungünstigste Ver-

---

[1]) Eine ausführliche Begründung des Rechnungsganges nebst Mitteilung der Rechnungsergebnisse ist in dem erweiterten Sonderabdruck dieser Veröffentlichung (im Verlag von Jul. Springer, Berlin 1905) enthalten.

teilung der Verkehrslast angenommen und mittels Einflußlinien bestimmt. Bei der Bestimmung der Querschnitte waren Grenzbeanspruchungen, wie sie in den unter II gegebenen Grundlagen angeführt sind, zugelassen.

Fig. 11 und 12.

Fig. 13 und 14.

Fig. 15 und 16.

Fig. 17 und 18.

Fig. 19.

Die beiden Hauptträger sind Balken auf vier Stützen. In der Mittelöffnung bestehen sie aus Bogenfachwerk mit nahe an den Auflagern angreifenden Zugbändern, die dem Ausweichen der Bogenenden, ähnlich dem Zugband beim Zweigelenkbogen, entgegenwirken, s. Fig. 11.

Die Träger sind daher dreifach statisch unbestimmt. Als statisch nicht bestimmbare Größen sind die Auflagerwiderstände der Endstützen $X_a = A$ und $X_b = B$, ferner der Horizontalzug $X_c = H$ im Zugband eingeführt. Das in Fig. 12 dargestellte statisch bestimmte Hauptsystem (mit $X_a = 0$, $X_b = 0$, $X_c = 0$) ist ein Balken mit über die Stützen C und D ragenden Enden.

Zur Bestimmung der statisch nicht bestimmbaren Größen ist von den durch Müller-Breslau, (Graph. Statik II, 1, 3. Aufl. S. 22 bis 25) gegebenen Elastizitätsgleichungen ausgegangen werden, welche abgesehen von dem Einfluß der Wärmeänderungen und Stützensenkungen für eine über den Träger wandernde Last $P_m = 1$ sich wie folgt schreiben lassen:

$$\left.\begin{aligned} 0 &= \delta_{ma} - X_a\delta_{aa} - X_b\delta_{ab} - X_c\delta_{ac} \\ 0 &= \delta_{mb} - X_a\delta_{ba} - X_b\delta_{bb} - X_c\delta_{bc} \\ 0 &= \delta_{mc} - X_a\delta_{ca} - X_b\delta_{cb} - X_c\delta_{cc} \end{aligned}\right\}$$

Hieraus lassen sich die statisch nicht bestimmbaren Größen berechnen, da sämtliche Verschiebungen ermittelt werden können.

Die Werte δ_{ma}, δ_{mb}, δ_{mc} ergeben sich als Ordinaten der den Zuständen $X_a = -1$, $X_b = -1$, $X_c = -1$ entsprechenden Biegungslinien, wobei die Endordinaten δ_{ab} und δ_{ba} zur Kontrolle der rechnerisch bestimmten Größen dienen.

Nachdem die Beiwerte der Größen X rechnerisch bestimmt sind, werden die drei Gleichungen nach X_a, X_b und X_c am einfachsten mit Determinanten aufgelöst und zwar in einer Form, welche nur noch die Unbekannten δ_{ma}, δ_{mb} und δ_{mc} enthalten. Irgend eine Ordinate der Einflußlinie für eine Größe X ergibt sich dann durch Einsetzung von δ_{ma}, δ_{mb}, δ_{mc} des Knotenpunktes, um dessen Ordinate es sich handelt.

Um die Durchbiegungen δ_m zu erhalten, ist die Ermittlung der einzelnen Biegungslinien erforderlich. Das ist mit Hülfe der »elastischen Gewichte« — w-Gewichte — geschehen. Diese sind allgemein für irgend einen Punkt m beim Strebenfachwerk, Fig. 13 (Seitenöffnung), nach Müller-Breslau, (Graph. Stat. II, 1 S. 188):

$$w_m = \frac{S_m s_m}{E F_m r_m} = \frac{M_m s_m}{E F_m r_m^2}$$

beim Ständerfachwerk, Fig. 14 (Mittelöffnung), dementsprechend:

$$w_m = w_m^o + w_m^u = \frac{M_m u_{m+1}}{E F_m r_{m+1}^{u\,2}} + \frac{M_m o_m}{E F_m r_m^{o\,2}}$$

In diesen Formeln bedeutet M_m das Angriffsmoment, hervorgerufen durch den Zustand, für den die w-Gewichte bestimmt werden sollen. Für den Zustand $X_a = -1$, der in Fig. 15 dargestellt ist (Kraft + 1 t nach unten wirkend), ist die Momentenfläche ein Dreieck mit der Grundlinie $l_1 + l_2$ und der Höhe $1\,l_1$, Fig. 16, und das Moment M_m ist gleich ihrer m^{ten} Ordinate. Für die Zustände $X_a = -1$ und $X_b = -1$ ist die Rechnung jedoch nur einmal durchzuführen, da der Zustand $X_b = -1$ (s. Fig. 17 und 18) das Spiegelbild des Zustandes $X_a = -1$ ist, weil hier gleiche Seitenöffnungen vorhanden sind.

Für den Zustand $X_c = -1$, Fig. 19 (Kraft + 1 t als Druck im Zugband), ist das Angriffsmoment gleich der Ordinate des entsprechen-

den Knotenpunktes bezüglich des Zugbandes. Für diesen Zustand entstehen nur Momente innerhalb der Anschlußpunkte des Zugbandes, da für einen Schnitt außerhalb desselben seine Spannkraft keinen Einfluß mehr hat oder da schon im bogenförmigen Teil die Summe der Horizontalkräfte gleich null sein muß. Die w-Gewichte sind also für die Knotenpunkte außerhalb des Zugbandes für den Zustand $X_c = -1$ gleich null.

Die Querschnitte F_m sind der vorangegangenen ersten Berechnung entnommen und außerdem ist zur Vereinfachung der Rechnung ein mittlerer Querschnitt F_c eingeführt. Nachdem die w-Gewichte bestimmt waren, sind die Biegungslinien dadurch ermittelt, daß das statisch bestimmte Hauptsystem mit den entsprechenden w-Gewichten belastet gedacht wird; die hierdurch erzeugten Momente ergeben bekanntlich die Durchbiegungen.

Hierbei sind die EF_c-fachen w-Gewichte bestimmt worden; also ergeben sich auch die EF_c-fachen Durchbiegungen, die in die Elastizitätsgleichungen einzuführen waren.

Das Rechnungsergebnis ist:

$$EF_c\,\delta_{aa} = EF_c\,\delta_{bb} = +5801{,}69,$$
$$EF_c\,\delta_{ab} = EF_c\,\delta_{ba} = +2503{,}48,$$
$$EF_c\,\delta_{ac} = EF_c\,\delta_{ca} = -1163{,}60,$$
$$EF_c\,\delta_{bc} = EF_c\,\delta_{cb} = -1164{,}90,$$
$$EF_c\,\delta_{cc} = +472{,}75.$$

Mit diesen Werten sind dann:

$$X_a = 0{,}0003457\,\delta_{ma} + 0{,}0000429\,\delta_{mb} + 0{,}0009566\,\delta_{mc}$$
$$= X_b,$$
$$X_c = 0{,}0009566\,\delta_{ma} + 0{,}0009593\,\delta_{mc} + 0{,}006834\,\delta_{mc}$$

berechnet.

Nachdem die Durchbiegungen δ_m aus den bereits berechneten Biegungslinien eingesetzt sind, ergeben sich schließlich die Ordinaten der X_a-, (X_b-) und X_c-Linie.

Sind die Einflußlinien für X_a, X_b und X_c bekannt, so läßt sich allgemein irgend eine Stabkraft S bezw. Auflagerkraft R als lineare Funktion der Größe X darstellen und zwar ist

$$S = S_o - S_a X_a - S_b X_b - S_c X_c$$
$$R = R_o - R_a X_a - R_b X_b - R_c X_c,$$

wo S_o, S_a, S_b, S_c bezw. R_o, R_a, R_b und R_c, die den Zuständen $X = 0$, $X_a = -1$, $X_b = -1$ und $X_c = -1$ entsprechenden Stabkräfte bezw. Auflagerdrücke darstellen. Fig. 20 bis 23 zeigen die Einflußlinien für die Endauflagerkraft X_a, den Horizontalzug X_c und den Stützendruck der Mittelstütze C.

Mit den auf S. 1231 und 1232 angegebenen Knotenlasten und Windzuschlägen ermittelte sich

$$A_g = +71{,}9 \text{ t}$$
$$\max A_p = +56{,}7 \text{ t} \quad \min A_g = -11{,}0 \text{ t}$$
$$A^{\max} = +128{,}6 \text{ t} \qquad A_w = +3{,}2 \text{ t}$$
$$H_g = +257{,}5 \text{ t}$$
$$\max H_p = +215{,}8 \text{ t} \quad \min H = -67{,}0 \text{ t}$$
$$H^{\max} = +473{,}3 \text{ t} \qquad H_w = +20{,}2 \text{ t bezw. } +27{,}7 \text{ t}$$
$$C^g = \quad D^g = +330{,}0 \text{ t}$$
$$\max C^p = \max D^p = +203{,}0 \text{ t} \quad \min C^p = -3{,}5 \text{ t}$$
$$C^{\max} = +533{,}0 \text{ t} \qquad C_w = +19{,}4 \text{ t.}$$

Die Einflüsse sind tabellarisch ausgerechnet, die gefundenen Endwerte außerdem noch zeichnerisch aufgetragen; das Bild einer solchen Einflußlinie und die Berechnung der Spannkraft gibt Fig. 23 beispielsweise für O_{15}.

Fig. 20. Einflußlinie für $X_a = A$ (Endstützendruck).

Bem.: Die Stützpunkte liegen bei 0, 13, 13' und 0'.

Fig. 21. Einflußlinie für $X_c = H$ (Horizontalzug des Zugbandes).

Fig. 22. Einflußlinie für C (Mittelstützendruck).

Fig. 23. Einflußlinie für O_{15}.

$$O_{15g} = 29{,}4 \cdot (6{,}797 + 1{,}249) + 31{,}2\,(0{,}254 - 0{,}626 - 3{,}115) = +127{,}7 \text{ t}$$
$$\max O_{15p} = 18{,}5\,(6{,}797 + 0{,}254 + 1{,}249) = +153{,}5 \text{ »}$$
$$\min O_{15p} = 18{,}5\,(0{,}626 + 3{,}115) = -69{,}2 \text{ »}$$
$$O_{15w} \begin{cases} a) = 1{,}2\,(6{,}797 + 1{,}249) + 2{,}1\,(0{,}254 - 0{,}626 - 3{,}115) = +2{,}4 \text{ »} \\ b) = 0{,}4\,(6{,}797 + 1{,}249) + 2{,}5\,(0{,}254 - 0{,}626 - 3{,}115) = -5{,}5 \text{ »} \end{cases}$$

Fall a) ist der Einfluß auf Verkehr über der ganzen Brücke infolge 150 kg/qm Winddruck.
Fall b) ist der Einfluß bei leerer Brücke infolge 250 kg/qm Winddruck.

Der Einfluß der **Wärmeschwankungen** ist doppelter Art. Bei einem Wärmeunterschied von 10° zwischen den über der Fahrbahn liegenden Bogen und den unter derselben liegenden Teilen der Hauptträger leistet zunächst das im Schatten liegende Zugband, in dem eine Kraft X_{ct} entsteht, Widerstand gegen das Ausdehnen des Bogens; anderseits werden bei einer Vergrößerung des Bogens, da die Anschlußpunkte des Zugbandes nicht ausweichen können, in den Endauflagern A und B Auflagerdrücke X_{at} und X_{bt} erzeugt, Fig. 24.

Die drei Temperaturgrößen X_{at}, X_{bt} und X_{ct} sind aus den grundlegenden Elastizitätsgleichungen bestimmt.

Es ergab sich

$$X_{at} = X_{bt} = 2{,}1 \text{ t}$$
$$X_{ct} = 14{,}2 \text{ t.}$$

Außer dem Einfluß der Wärmeschwankungen wurden noch Stützensenkungen der Betrachtung unterworfen, und zwar folgende 4 Fälle:

I. Senkung einer Mittelstütze um 5 mm,

II. Hebung einer Mittelstütze um 5 mm, gleichbedeutend mit Senkung der 3 andern Stützen,

III. Senkung beider Mittelstützen um 5 mm,

IV. Hebung beider Mittelstützen um 5 mm, gleichbedeutend mit Senkung der beiden Endstützen.

Es hat sich ergeben für

Fall I	Fall II
$X_{as} = +0{,}58$ t	$X_{as} = -0{,}58$ t
$X_{bs} = -0{,}12$ t	$X_{bs} = +0{,}12$ t
$X_{cs} = +1{,}13$ t	$X_{cs} = -1{,}13$ t
Fall III	**Fall IV**
$X_{as} = +0{,}46$ t	$X_{as} = -0{,}46$ t
$X_{bs} = +0{,}46$ t	$X_{bs} = -0{,}46$ t
$X_{cs} = +2{,}27$ t	$X_{cs} = -2{,}27$ t

Damit ist der Nachweis geführt, daß die kleinen ungleichen Stützensenkungen keine nennenswerte Zusatzkräfte hervorrufen.

Die Zusatzkräfte infolge von Wind sind gleichfalls berechnet worden und bedürfen keiner weiteren Erläuterung. Erwähnt sei nur, daß sie nur geringe Beiträge, bis 6 vH der größten Spannkräfte für Eigen- und Verkehrslast, geliefert haben. Die Zugbänder erhalten, da sie Gurtungen des Windverbandes sind, entsprechende Zusatzkräfte.

Der Kontrolle wegen und aus den bereits erwähnten konstruktiven Gründen sind schließlich die Hauptträger auch noch als Gerber-Träger mit eingehängtem Mittelstück von 69 m Stützweite — Länge des Zugbandes — berechnet, s. Fig. 25; der eingehängte Zweigelenkbogen mit Zugstange II ist für sich (innerlich) einfach statisch unbestimmt und in bekannter Weise berechnet; die Kragträger I und III sind statisch völlig bestimmt.

Die sich für das Eigengewicht ergebenden Spannkräfte des Gerber-Balkens sind zu den für die Verkehrslast gefundenen größten Spannkräften des durchlaufenden Trägers addiert und der Querschnittsbestimmung zugrunde gelegt, weil ja die Hauptträger als Gerber-Balken aufgestellt und erst nach beendeter Aufstellung und Aufbringung der Fahrbahndecke die Stäbe O_{15} und O_{15}' eingesetzt worden sind, so daß mithin die Hauptträger in der Tat nur bezüglich der Verkehrslasten durchlaufende Träger bilden.

Fig. 24.

Fig. 25.

Fig. 26.

2) Fahrbahn. Das Eigengewicht der Fahrbahndeckung — Asphalt, Beton und Belageisen — beträgt $g = 0{,}410$ t/qm.

Als die ungünstigste Verkehrslast hat sich das 1 m breite Vorderrad der Dampfwalze = 10 t ergeben. Der Raddruck verteilt sich durch den Beton auf eine Breite von $d = b + 2{,}7\,h$ gleichmäßig auf die Belageisen (vergl. Hütte II, 18. Aufl. S. 324), wobei b die Radbreite von 20 cm und h die Dicke der Decke über Belageisenoberkante — 14 cm — bedeutet; die gleichförmige Verkehrsbelastung ist dann = 5,0 t/m Belageisen. Die Belageisen sind hierfür als durchlaufende Träger berechnet, bei einer Entfernung der mittleren Längsträger von 1,18 m und der äußern von 1,0 m, letzteres zur Abstimmung des größten Momentes in den Endöffnungen mit denen in den übrigen Oeffnungen.

Auch für die mittleren Längsträger, die infolge Eigengewichtes noch 110 kg/qm außer der Fahrbahnabdeckung tragen, wird die ungünstigste Verkehrslast wieder durch das Vorderrad einer Dampfwalze gebildet.

Die seitlichen Längsträger haben außer der Fahrbahn noch einen Teil der Gehwege zu tragen.

Der Querträger ist als einfacher Balken mit 8,8 m Stützweite, auf dem nur die Längsträger lasten, berechnet. Für das Eigengewicht des Querträgers ist 0,30 t/m in Rechnung gestellt. Als ungünstigste Verkehrslast hat sich die Belastung der Fahrbahn durch einen Wagen von 20 t, 2 Wagen von 12 t und teilweises Menschengedränge ergeben.

Das Eigengewicht der Fußwegabdeckung — Asphalt, Beton und Belageisen — beträgt 0,265 t/qm. Die Belastung der Belageisen beläuft sich mit Verkehrslast auf 0,221 t/m. Die Belageisen der Fußwege der Seitenöffnung sind nur als 1,3 m weit gespannt berechnet, die Belageisen der Mittelöffnung dagegen für die größere Stützweite von 2,0 m. Diese mußten daher stärker, nämlich N.P. 6 statt N.P. 5 in der Seitenöffnung, genommen werden.

Die mittleren Fußweg-Längsträger sind, da sie in der Brückenansicht erscheinen und die Rohre und Kabel tragen, des leichteren Aussehens wegen als Träger mit doppeltem Strebenfachwerk ausgebildet. Der Obergurt erhält infolge Auflagerung der Belageisen Biegungsspannungen. Außerdem ist noch die Belastung mit einem 600 mm weiten Gasrohr auf der einen Seite und einer großen Zahl Kabel in gußeisernen Röhren auf der andern Seite als eine besondre ständige Last, deren Gewicht zu 300 kg/m angenommen ist, vorhanden.

Der äußere Fußweg-Längsträger erhält außer seiner senkrechten Belastung noch ein Drehmoment infolge seitlichen Geländerdruckes. Auch bei der Berechnung der Fußwegkonsolen ist außer der Belastung durch Eigen- und Verkehrslast noch das Moment berücksichtigt worden, das hierdurch, nämlich durch eine am Geländer an einem Hebelarme von 1,3 m angreifende Horizontalkraft von 100 kg m hervorgebracht wird. Nachdem die Knotenlasten bestimmt waren, sind die Spannkräfte mit einem Cremona-Plan ermittelt. Die besondre Form des Fachwerkes in der Konsole ist entstanden aus dem Bedürfnis nach möglichst viel Platz für die Versorgungsleitungen unter den Fußwegen.

3) Querkonstruktion. Der Berechnung ist der höchste, der Brückenmitte benachbarte Rahmen zugrunde gelegt. Auf den bei C und D, Fig. 26, gelenkartig an den Hauptträgern aufgehängten Rahmen wirken: das Eigengewicht der Fahrbahn, das die gleichmäßige Belastung des Querträgers

bildet, die Verkehrslast als Einzellasten, ferner der Winddruck H auf den Hauptträger als Horizontalkraft. Der Rahmen ist einfach statisch unbestimmt; als statisch unbestimmte Größe ist der Druck X im oberen Querriegel 1 eingeführt. Nach dem »Satz von der kleinsten Formänderungsarbeit« muß X die wirkliche Formänderungsarbeit des ganzen Systems zu einem Minimum machen. Bezeichnet man diese Arbeit mit $\mathfrak{A}$, so muß sein:

$$\mathfrak{A} = \int \frac{M^2 dx}{2EJ} + \int \frac{N^2 dx}{2EF}.$$

Die Bedingungsgleichung zur Berechnung der statisch unbestimmten Größe X lautet also:

$$\frac{\partial \mathfrak{A}}{\partial X} = \int \frac{M}{EJ}\frac{\partial M}{\partial X} dx + \int \frac{N}{EF}\frac{\partial N}{\partial X} dx.$$

Die Auflösung dieser Gleichung, deren Integral sich über sämtliche 4 Stäbe des Rahmens erstreckt, führt zur Auffindung der Unbekannten X.

4) Windverband. Der Windverband besteht entsprechend den drei Oeffnungen aus 3 Teilen, deren jeder einen flachliegenden Parallelträger bildet, welcher in der Ebene ausgestreckt gedacht und dann als einfacher Balken von der Höhe 8,8 m — gleich dem Abstande der Hauptträger — mit den früher ermittelten Windknotenpunktlasten berechnet ist. Für die Seitenöffnungen ist der Windverband der rechten Oeffnung zugrunde gelegt.

Fig. 27.

Endauflager am linken Landpfeiler, im Fußweg geschnitten.

Fig. 28.

Schnitt durch das Auflager für negativen Druck.

b) Entwurfseinzelheiten.

1) Lager. Der eiserne Ueberbau ist, wie bereits erwähnt, auf dem linken Strompfeiler fest, auf allen übrigen Pfeilern längsbeweglich gelagert. Die Endauflager des linken Landpfeilers haben 3 Pendel von 18 cm Höhe und 80 cm Länge, Fig. 27, um eine Verschiebung von 1,3 cm infolge Wärmeschwankung von 30° über oder unter der Aufstelltemperatur zu ermöglichen und eine Längenänderung infolge Verkehrslast um etwa 0,7 cm zu gestatten. Die Pressung der einzelnen Pendel zwischen Lager und Platten ist nach Hertz (s. »Hütte« II, 18. Aufl. S. 342) $\sigma = 0{,}42 \sqrt{\frac{PE}{r}}$. Es ist ferner, wie in Fig. 27 und 28 dargestellt, bei der Konstruktion des Lagers der Möglichkeit eines negativen Auflagerdruckes von 30 t für den Hauptträger Rechnung getragen, indem zwei Rollen r unter die Muttern des Ankerbolzens gesetzt sind. Unter die Rollen faßt eine Knagge am Hauptträger mit Laufschienen. Der Anker a, Fig. 27, ist von der Mauer aus durch die Steinschraube b in senkrechter Lage festgehalten und am untern Ende im Mauerwerk durch 2 ⊓-Eisen derartig befestigt, daß das von diesem Rost gefaßte Mauerwerk hinreichende Sicherheit gegen Abreißen von Mauerteilen infolge der aufwärts wirkenden Kraft gewährt.

Das bewegliche Lager am rechten Ende der Hauptträger besteht aus einer Pendelstütze, s. die später zu veröffentlichenden Figuren 41 bis 45, die zwecks Aufnahme von negativen Kräften bis in das Mauerwerk des Uferpfeilers verankert ist. Während die Grundplatte mit dem Mauerwerk verankert, die Kopfplatte mit den Trägerenden verbolzt ist, verbinden Querzapfen z von 130 mm Dmr. die Pendelstütze mit Kopf- und Grundplatte derart, daß auch kleine Querverschiebungen mit Rücksicht auf den Windverband möglich sind; das ist durch kugelige Lagerung der Zapfen in den Augen der Grund- und Kopfplatten erreicht, Fig. 42 und 43. In Fig. 58, die ebenfalls später folgen wird, ist die bewegliche Auflagerung der Schleppträger auf dem rechten Landpfeiler zu sehen. Das

Fig. 29.

Ausgleichvorrichtung der Fahrbahn und Windauflager am linken Landpfeiler, im Fahrdamm geschnitten.

bewegliche Lager auf dem rechten Strompfeiler, s. Fig. 37 und 38, hat 5 Pendel von 25 cm Höhe und 1 m Länge. Die größte Längsbewegung setzt sich hier aus der Verlängerung des Zugbandes infolge der durch Verkehrslast und Wind hervorgebrachten größten Spannkraft und aus der größten Längenänderung durch die Temperatur zusammen und beträgt

$$\Delta l = \frac{Hl}{\varepsilon F} + \varepsilon t l = 43 \text{ mm}.$$

Fig. 34 enthält das feste Lager auf dem linken Strompfeiler. Bei dem zuvor besprochenen und bei diesem Lager stützen sich, um eine möglichst geringe Bauhöhe für das gesamte Lager aus den oben angegebenen Gründen zu erhalten, die Hauptdruckstäbe 13/15 und 13/11 des Untergurtes gegen einen keilartigen Stützkörper aus Stahlguß, wobei der Druck unmittelbar von den mit entsprechend großer Druckfläche versehenen Stäben auf die Arbeitsflächen des Keilstückes übertragen wird. Nur eine Bleiplatte ist aus baulichen Gründen dazwischen ge-

Fig. 30 und 31.

Ansicht und Aufsicht des Hauptträgers in der Seitenöffnung.

Fig. 39. Knotenpunkt 14'.

(Schnitt durch den Fahrbahnquerträger)

Fig. 34.

Ansicht des Hauptträgerstückes über dem linken Strompfeiler.

legt. Als verbindendes Knotenblech dienen 3 Bleche von 14, 15 und 14 mm Dicke, die der Gestalt des Keiles entsprechend ausgeschnitten und an welche gleichzeitig die Stäbe 13/12 und 13/14 mit Nieten angeschlossen sind. Um Kräfte normal zur Druckfläche sicher aufzunehmen, sind starke Knaggen *n* (s. auch Fig. 37) vorgesehen und zwischen diese und die Untergurte Keile *k* gepreßt. Ferner ist die Spitze des Stützkörpers mit Spielraum versehen, um die

Fig. 37.

Bewegliches Auflager auf dem rechten Strompfeiler.

Fig. 38. Schnitt *g-h*.

keilartige Wirkung zu verhindern. Der Stützkörper lagert auf einem kugeligen Einsatzstück beim festen Lager in der Grundplatte, beim beweglichen in der Kopfplatte über den Pendeln. Die beiden Lager auf den Strompfeilern sind untereinander zur Aufnahme der in der Mitte angreifenden Auflagerkräfte des Windverbandes durch eine Querversteifung verbunden, und zu diesem Zweck haben die Stützkörper an der Innenseite einen Vorsprung *i*, [illegible]

An den beiden [illegible] werden die Windkräfte durch besondere

Fig. 32. Ansicht und Aufsicht des Hauptträgers in der Seitenöffnung.

Fig. 33. Windstreben.

Fig. 35 und 36. Knotenpunkt 15 bezw. 15' mit Zugbandanschluß.

Windauflager auf die Pfeiler übertragen. Diese Lagerkonstruktion ist aus Fig. 29, S. 1247, zu erkennen. Das Knotenblech des Windverbandes ist durch einen senkrechten Bolzen mit einer Stahlgußplatte auf der Mauer verbunden, die durch entsprechend große Rippen die Windauflagerkräfte auf den Auflagerstein aus Granit überträgt. In den Knotenblechen sind in der Längsrichtung der Brücke längliche Löcher ausgespart, um die erforderliche Längsverschieblichkeit der Brücke hier nicht zu stören.

2) Einzelheiten der Hauptträger. Nach Maßgabe der durch die statische Berechnung ermittelten Spannkräfte sind die Stäbe der Hauptträger ausgebildet. Dabei ist die Stehblechhöhe so gewählt, daß das Gesamtbild der Hauptträger weder einen zu schweren noch einen zu leichten Eindruck macht. Auch die Schrägen und Pfosten sind unter sich in der Ansicht möglichst gleich breit gehalten, damit das Trägerbild nicht durch verschiedene Stärken unruhig wirkt; vgl. Fig. 3 und 4, S. 1144 und 1145, sowie die Einzelfiguren der Hauptträger und die Textbilder. Die gewählten Breiten sind durch Vergleich verschiedener Lösungen festgestellt. Für die Obergurtstäbe sind durchweg 15 mm dicke Stehbleche von 410 mm Höhe gewählt, die 430 mm Abstand haben und durch 700 mm breite Kopfplatten und 4 Winkeleisen $110 \times 110 \times 14$ miteinander verbunden sind. Die Kopfplatten sind 10 und 14 mm stark, und es sind deren nicht mehr als 3 zur Verwendung gekommen. Des besseren Aussehens wegen sind die Stehbleche beim Mittelbogen am unteren Rande mit äußeren Winkeleisen gesäumt und diese erforderlichenfalls noch durch eine untere Platte verstärkt; s. Fig. 34, 46 und 51. Nach den verschiedenen Beanspruchungen sind die Querschnitte möglichst gleichmäßig zum Schwerpunkt abgestuft, damit die Schwerpunktlage der einzelnen Querschnitte nicht zu sehr vom Liniennetz der Hauptträger abweiche. Aus diesem Grunde sind die Platten beim Untergurt des Bogens zur Vergrößerung des Querschnittes auch seitlich auf die Stehbleche genietet; s. Fig. 46 und 51. Im übrigen bestehen die Untergurtstäbe bei der Mittelöffnung aus 2 aus Stehblechen und Winkeln zusammengesetzten ⊐-förmigen Hälften. In der Seitenöffnung sind die Gurtquerschnitte reichlicher bemessen als nötig, um die elastische Formänderung bei der geringen Trägerhöhe zu verringern. Zwischen den Knotenpunkten sind die Gurthälften je einmal durch Querverbindungen versteift. Beim Untergurt des Bogens ist wegen der Knicksicherheit der beiden Stabhälften diese Verbindung zweimal zwischen den Knotenpunkten hergestellt; s. Fig. 47.

Die Schrägen und Pfosten bestehen in den Seitenöffnungen (Fig. 30, 31, 32, 34 und 41) aus Stehblech, 4 Winkeleisen und Gurtplatten, während in der Mittelöffnung (Fig. 34, 46 und 51) die Stehbleche wegen des leichteren Aussehens von der Fahrbahn aus durch Vergitterung ersetzt sind. Die Pfosten der Mittelöffnung bilden die Fortsetzung der Hängestangen, die mit den Querträgern zu Halbrahmen vereinigt sind, s. Fig. 52.

Das Zugband ist gleichfalls zweiteilig ausgebildet, und zwar aus je 4 Winkeleisen (s. Fig. 36, 48 und 52) in Kreuzform mit Platten; beide Teile sind in gewissen Abständen durch Bleche verbunden. Die Zugbänder sind derart an die vorerwähnten Halbrahmen gehängt, daß innerhalb kleiner Grenzen eine Längsveränderung unabhängig von der Fahrbahnkonstruktion möglich ist. Hängebleche von geringem Trägheitsmoment, die mit den Eckblechen ein Stück bilden, leisten diesen Veränderungen möglichst wenig Widerstand. Das Zugband ist bei Knotenpunkt 16 ein wenig gesprengt und

an der Knickstelle, wo also eine größere senkrechte Kraft an die Hängestangen abgegeben wird, entsprechend Fig. 48 bis 50 aufgehängt.

Die stärksten zu vernietenden Blechlagen haben 73 mm Gesamtdicke, jedoch nur auf kurzer Strecke, die Heftniete 23 mm Dmr., sie sind also im Schaft an dieser Stelle rd. 3,2 d lang. Ihre gewöhnliche Länge überschreitet aber nie 56 mm, d. h. 2,4 d. An den Stoßstellen sind Niete von 26 mm Dmr. verwendet, ebenso an den Knotenblechen, die 14 mm dick sind.

Bei der Ausbildung der Knotenbleche ist auf symmetrische Anschlüsse der Stäbe geachtet und ihre Fläche so klein wie möglich gemacht. Sie liegen innen an den Gurtstehblechen und sind an den Enden so geschnitten, daß die Mittelpunkte der äußeren Niete in der Kraftrichtung vom Rande einen Abstand von 2 d und senkrecht zur Kraftrichtung einen Abstand von mindestens 1,5 d haben.

Bei den Knotenpunkten 12 und 12', (s. Fig. 34) wo der Obergurt der Mittelöffnung in die Seitengurte übergeht, ist eine Ausrundung und besondre Versteifung als erforderlich erachtet, um bei einer Beanspruchung der Gurtstäbe auf Zug die radial wirkenden Seitenkräfte auf eine große Anzahl Niete verteilen zu können.

Die Verbindung des Zugbandes mit dem Fachwerkbogen beim Knotenpunkt 15 ist in Fig. 35 und 36 dargestellt. Eine Gelenkbildung ist hier nicht für zweckmäßig erachtet, weil diese Knotenpunkte nur während der Montage als Gelenke des Gerber-Balkens dienen, im übrigen aber der Punkt wie jeder andre Knotenpunkt zu wirken hat und deshalb die Vernietung als günstigste Verbindung bevorzugt ist. Bei Besprechung der Montage werde ich auf die Gelenkwirkung noch näher eingehen. Wie Fig. 36 zeigt, sind hier drei übereinander gelegte Knotenbleche angeordnet und die inneren Winkel des Zugbandes durch zwischengelegte Keilstücke in langgestreckter Kröpfung angeschlossen. Winkeleisenkröpfungen sind sonst grundsätzlich völlig vermieden, vielmehr Futterstücke untergelegt, die stets besonders angenietet sind. Winkeleisenstöße sind statt durch Flacheisen stets durch entsprechende Stoßwinkel gedeckt.

Bei der Anordnung der Gurtstöße ist darauf Rücksicht genommen, daß die Gurte möglichst in der Werkstatt fertig zusammengenietet werden konnten. So sind die Gurte im 4ten, 7ten und 10ten Felde gestoßen, s. Fig. 30 und 32. Das Stück über den Strompfeilern, s. Fig. 34, ist ganz auf dem Bau zusammengestellt, ebenso der Mittelbogen. Die Stoßverbindungen der den Zugbandanschlüssen gegenüber liegenden Stäbe O_{15} und O'_{15}, s. Fig. 3, S. 1144, sind mit Rücksicht auf die gewählte Aufstellart so durchgebildet, daß sie nachträglich von oben eingesetzt werden konnten. Im übrigen sind natürlich die Gurtstöße der Transportfähigkeit wegen so angeordnet, daß die einzelnen Stücke nicht länger als 10 m wurden. Aus Fig. 46 gehen die Einzelheiten der Stöße für den Mittelbogen völlig klar hervor. Die Stöße liegen zur Erleichterung der Vernietung dem Knotenpunkt immer so nahe wie möglich.

(Schluß folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 11. April 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 23. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Lippart. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 61 Mitglieder und 9 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Hammer über Farbenphotographien. Er beschränkt sich auf die Erläuterung der Verfahren von Joly und von Lippmann. Nach dem ersteren wird eine Glasplatte, die abwechselnd mit durchscheinenden orange, gelblichgrün und blau gefärbten Linien überzogen ist, auf die lichtempfindliche Schicht der Platte, die zur Aufnahme dient, gelegt. Die auffallenden Lichtstrahlen müssen also zuerst die farbigen Linien treffen, ehe sie auf die lichtempfindliche Schicht der Platte fallen. Bei der Entwicklung erhält man ein Negativ, das mit einer großen Zahl feiner, farbloser Linien bedeckt ist. Von diesem Negativ wird ein Positiv angefertigt, auf dem der Grad der Durchlässigkeit dem Grade proportional ist, in welchem die Farben des photographierten Gegenstandes auf die drei verschiedenen Nervenarten der Netzhaut eingewirkt haben würden, d. h. sie sind proportional dem Betrage der reinen Rotempfindung, die in den rotsehenden Nerven erregt würde, der reinen Grünempfindung in den grünsehenden Nerven usw. Daher muß der Raster, der dazu verwendet wird, das Positiv zu bedecken, um die Originalfarbe des aufgenommenen Gegenstandes wieder hervorzurufen, aus reinem Rot, Grün und Violett hergestellt sein. Vogels farbenempfindliche Platten haben die Ausführung des Jolyschen Verfahrens möglich gemacht, und die Ergebnisse waren ganz gut zu nennen, wenn auch nicht zu leugnen ist, daß beim Auflegen des Schaurasters die äußerste Sorgfalt walten mußte, damit die Linien des Positives sich genau mit denen des Schaurasters decken, und damit der kostbare Raster vor Beschädigung bewahrt bleibt.

Das Lippmannsche Verfahren, das auf den Interferenzerscheinungen beruht, setzt eine Veränderung der physikalischen Bedingungen voraus und verlangt, daß die lichtempfindliche Schicht einen sicheren Zusammenhang hat, und daß eine reflektierende Fläche mit ihr in Berührung ist. Grobkörnige Güsse können für das Lippmannsche Verfahren keine Verwendung finden. Die Aufnahme wird in der gewöhnlichen Weise gemacht; ebenso gestaltet sich der Vorgang beim Entwickeln und Fixieren. Die zweite Bedingung hat Lippmann durch eine besondre Kassette erfüllt, bei der Quecksilber mit der lichtempfindlichen Schicht der Platte in Berührung ist.

Nach Lippmann hängt das Gelingen vor allen Dingen von der richtigen Belichtungsdauer ab und diese naturgemäß von der herrschenden Helligkeit. Um jederzeit gleiches Licht zu haben, benutzte Lippmann zu seinen Aufnahmen eine Bogenlampe von 800 NK Helligkeit.

Darauf spricht Hr. Gercke über Naphtha- und Aetherdampfmaschinen.

Auf der Weltausstellung zu Lüttich wird sich ein internationaler Kongreß mit der Frage befassen, ob es zweckmäßig ist, außer dem Wasserdampf noch andre gespannte Dämpfe zum Antrieb von Dampfmaschinen zu verwenden. Auch die Frage der Abwärmekraftmaschinen wird zur Verhandlung kommen. Daß außer Wasserdampf auch Benzin-, Benzol-, Aethyläther- und Spiritusdampf sich zum Antreiben von Maschinen eignet, ist erwiesen. Solche Maschinen sind aber nur auf Schiffen zur Aufstellung gekommen. In England erregten die mit sogenannten Zephirmaschinen betriebenen Dampfbarkassen von Yarrow & Cie. vor einigen Jahren großes Aufsehen, weil man glaubte, in diesen mit Naphthadämpfen betriebenen Maschinen einen Motor gefunden zu haben, der die Wärmeausnutzung und stete Betriebsbereitschaft der Verbrennungsmotoren mit den Vorzügen der Wasserdampfmaschine vereinigt, da sie betriebsicher und einfach zu bedienen waren und sich ohne verwickelte Wendegetriebe oder verstellbare Schraubenpropeller umsteuern ließen.

In England und Deutschland haben sich diese Naphthaboote bei der Marine und als Sport- und Vergnügungsboote zahlreich eingeführt; auch die Kaiserliche Yacht »Hohenzollern« ist mit einem solchen Beiboot ausgerüstet. Die Naphthaboote der deutschen Marine haben als Kessel eine einfache Kupferrohrspirale, die mit 20 at Probedruck geprüft wird und über der Maschine angeordnet ist. Der Kessel wird mit einem Teil des von ihm selbst erzeugten Naphthadampfes geheizt, der in einem ringförmigen Bunsen-Brenner mit farbloser Flamme verbrannt wird, nachdem er sich in einem Injektor mit Luft gemischt hat. Die Maschine des Bootes hat 3 stehende, einfach wirkende Zylinder mit Muschelschiebern und ein luftdicht abgeschlossenes Triebwerkgehäuse, in das der Auspuff hineingeleitet ist. Der Abdampf tritt in zwei außerbords liegende Rohre, die als Kondensator dienen und schließlich in einen kupfernen Naphthabehälter, der vorn im Boot liegt und zur Kühlung von kaltem Wasser umspült wird. Eine dauernd laufende Speisepumpe führt dem Kessel ständig die Naphtha zu. Die Maschinenleistung wird nur mit dem Naphthadampfventil des Brenners unter dem Kessel geregelt. Auch die Umsteuerung ist sehr einfach und kann bei voller Geschwindigkeit der Maschine betätigt werden.

Der Betrieb der Naphthaboote wird durch die rauchlose Gasfeuerung sauber und angenehm. Infolge der guten Wärmeleitungsfähigkeit der Naphtha ist der Kessel sehr klein und leicht, und das Ganze beansprucht wenig Raum. Die Bedie-

nung der Boote ist sehr einfach; auch sind sie in wenigen Minuten betriebsbereit. Ein thermischer Vorteil gegenüber der Wasserdampfmaschine ist jedoch mit der Verwendung der Naphtha als Kesselspeisung nicht zu erzielen, wie schon wegen des geringen Temperaturgefälles zu erwarten steht. Die geringe Verdampfungswärme von etwa 115 WE/kg Naphtha gegen etwa 660 WE/kg Wasser von derselben Spannung wird dadurch wieder wett gemacht, daß zur Erzeugung derselben Dampfmenge ein größeres Gewicht Naphtha verdampft werden muß, was sich aus dem hohen Molekulargewicht der Naphtha, im Mittel 108 gegen 18 bei Wasser, erklärt. Die Naphtha ist ein leichtflüssiges Petroleumdestillat, ein Benzin von der Zusammensetzung C_7H_{16} bis C_8H_{18}, das bei 83° C an der Luft siedet.

Einerlei welche Flüssigkeit man verdampft, eine bestimmte Dampfmenge von derselben Spannung braucht nahezu immer dieselbe Wärmemenge zu seiner Erzeugung. Dadurch erklärt es sich auch, daß weder Naphtha- noch Spiritusdampfmaschinen, die man in England zum Betriebe von Booten verwendet hat, einen thermischen Vorteil vor den Wasserdampfmaschinen erzielen konnten. Der hohe Preis des Betriebsmittels beschränkt diese Maschinen auf Luxusboote, wofür sie durch die Reinlichkeit ihres Betriebes und durch die einfache und gedrängte Anordnung besonders gut geeignet sind.

Viel älter als die Naphthamaschinen sind die Aetherdampfmaschinen, um deren Vervollkommnung sich französische Ingenieure besonders bemüht haben. Die Aetherdampfmaschinen waren zuerst nur dazu bestimmt, die Wärme des Abdampfes der Wasserdampfmaschinen auszunutzen; sie waren also die ersten Abwärmekraftmaschinen. Schon in den 50er Jahren des 19. Jahrhunderts fuhren auf dem Mittelmeer zwischen Marseille und Tunis vier französische Postdampfer »France«, »Brésil«, »Sahel« und »Oasis« mit Wasser- und Aetherdampfmaschinen. Die transatlantischen Dampfer »Jacquard« und »Arago« besaßen derartige Maschinen von 1800 PS, also recht große Maschinen nach damaligen Begriffen; zwei andre Dampfer arbeiteten mit Chloroform oder Schwefelkohlenstoff als Sekundärstoff.

Im Betriebe hatten diese Maschinen mit großen Anständen zu kämpfen, besonders machte die Dichtung der mächtigen Trunkkolben und Stopfbüchsen gegen Drücke von 3 at große Schwierigkeiten, die noch dadurch vermehrt wurden, daß die austretenden Dämpfe die Bedienungsmannschaft gefährdeten und mit der Luft explosible Gemische bilden. Die Zylinder der Aetherdampfmaschinen wurden mit Glyzerin geschmiert, da Oel von Aether aufgelöst wird.

Die Betriebschwierigkeiten, deren man damals nicht Herr werden konnte, und die Verbesserungen der Schiffsdampfmaschinen brachten die Aetherdampfmaschinen bald zum Verschwinden, nachdem mehrfach Unfälle vorgekommen waren. Erst in der neuesten Zeit ist es gelungen, brauchbare Stopfbüchsen für Kältemaschinen und Abwärmekraftmaschinen zu konstruieren und damit die Hauptschwierigkeit der alten Aetherdampfmaschine zu beseitigen.

Zu erwähnen ist noch, daß man auf Grund gewisser thermischer Vorzüge des Aetherdampfes neuerdings in Frankreich wieder Versuche mit Aetherdampfmaschinen aufgenommen hat. Der Aether wird aber jetzt als Primärflüssigkeit verwendet, also nicht mehr als Sekundärflüssigkeit zur Ausnutzung des Abdampfes. Weil der Aetherdampf bei 10 at Ueberdruck eine Temperatur von nur 120° hat, sind die Strahlungsverluste der Maschine geringer als bei einer mit gleichen Drücken arbeitenden Wasserdampfmaschine. Ferner sind beim Aetherdampf die Zylinderkondensationsverluste geringer, was sich dadurch erklärt, daß der Aetherdampf bei der Expansion in überhitzten Zustand übergeht, während der gesättigte Wasserdampf bei der Expansion teilweise kondensiert. Ueber den tatsächlichen Wärmeverbrauch dieser Maschinen sind noch keine zuverlässigen Zahlen bekannt geworden.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch weist Hr. Richter darauf hin, daß die Strahlungsverluste bei einer guten Dampfmaschine höchstens 7 vH betragen. Die Verminderung der Strahlungsverluste bei Aetherdampfmaschinen können also keine wesentliche Ersparnis ergeben.

Schließlich spricht Hr. Gebele über Quecksilberdampflampen[1]).

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch berichtet Hr. Bogatsch, daß Versuche mit einer Quecksilberdampflampe in der Lichtpauserei der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg eine etwa doppelt so große photochemische Wirksamkeit gegenüber einer Reginalampe, bezogen auf gleichen Energieverbrauch, ergeben haben. Da aber die Quecksilberdampflampe vorzeitig versagte, waren die Untersuchungen nur sehr unvollkommen.

Auf eine Anfrage nach der Verwendung der Lampen in Werkstätten antwortet Hr. Gebele, daß sie in den Siemens-Schuckert-Werken in Berlin für feine Arbeiten, wie Fadensortieren, verwendet würden, wozu sie sich besonders eignen sollen. Die Lampen sind an der Decke aufgehängt.

Hr. Nerz weist darauf hin, daß eine gute, schattenlose Beleuchtung auch mit Quecksilberlampen nur bei indirekter Beleuchtung oder Verwendung von großen Reflektoren möglich sei. Ohne diese sei die Quecksilberlampe der indirekten gewöhnlichen Bogenlichtbeleuchtung in bezug auf Schattenlosigkeit nicht ebenbürtig.

Hr. Ely hebt hervor, daß bei Straßenbeleuchtung photometrisch gleich starke Lichtquellen von verschiedener Farbe einen verschiedenen Beleuchtungseindruck machen. Eine Lampe mit blauen Strahlen erscheine viel weniger leuchtend als eine mit roten Strahlen, weshalb er aus diesem Grunde die Ueberlegenheit der Quecksilberlampe andern Lampen gegenüber bezweifelt.

Hr. Bogatsch erklärt diese Erscheinung damit, daß der Beleuchtungseindruck nicht von der Menge des ausgestrahlten, sondern von der des zurückgeworfenen Lichtes, diese aber wieder von der Farbe abhängt.

Eingegangen 11. April 1905.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 13. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Döderlein. Schriftführer: Hr. Scherer.
Anwesend 28 Mitglieder und 10 Gäste.

Hr. Döderlein spricht über die Lindesche Kältemaschine mit Ueberhitzung.

Am 27. März 1905 fand eine Besichtigung der Brauerei K. Franz in Rastatt statt, woran sich ungefähr 45 Mitglieder und Gäste beteiligten.

Eingegangen 11. April 1905.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 21. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Deeg. Schriftführer: Hr. Kraus.
Anwesend 77 Mitglieder und 20 Gäste.

Hr. Prenger spricht über die Neuanlagen der Gasanstalt, insbesondre der neuen Wassergasanstalt der Stadt Köln.

Darauf werden Anträge für die Hauptversammlung beraten.

Eingegangen 27. März 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohrbach. Schriftführer: Hr. Runge.
Anwesend 18 Mitglieder und 4 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß der Verein am 18. Februar 1905 ein Mitglied, Hrn. Ed. Jentzen in Ilmenau, durch den Tod verloren hat. Die Versammlung erhebt sich zu Ehren des Verstorbenen von den Plätzen.

Darauf spricht Hr. Huppert über flüssige Luft und ihren Sauerstoffgehalt. Er verweist in der Einleitung auf die Verdienste Lindes um ein praktisch brauchbares Verfahren zur Verflüssigung der Gase, besonders der Luft, und geht dann auf die physikalischen Eigenschaften der Dämpfe und Gase im allgemeinen ein. Bis Ende des 18. Jahrhunderts hat man die Gase in zwei Gruppen geteilt, in Dämpfe und in die eigentlichen Gase; in der letzteren sind die permanenten Gase insofern als eine bevorzugte Klasse angesehen worden, als sie nach der herrschenden Anschauung nicht in den flüssigen Zustand übergeführt werden konnten. Späterhin ist es jedoch Faraday gelungen, durch Anwendung außerordentlich hoher Drücke gewisse Gase, z. B. schweflige Säure, Kohlensäure und Ammoniak, zu verflüssigen, und dadurch ist zum erstenmal mit der althergebrachten Anschauung gebrochen worden. Ebenso hat er durch Anwendung sehr tiefer Kältegrade Kohlensäure und schweflige Säure verflüssigt und hieraus Veranlassung genommen, auch an die Verflüssigung von Wasserstoff, Stickstoff und Sauerstoff heranzutreten; das ist aber zunächst nicht gelungen. Daß aber alle Gase in einen flüssigen Zustand übergeführt werden können, hat 1869 Andrews durch zahlreiche Versuche festgestellt, wobei

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 927.

er den Satz von der kritischen Temperatur der Gase ausgesprochen hat. Sein Verfahren gipfelte darin, zur Verflüssigung der Gase gleichzeitig hohen Druck und tiefe Kältegrade anzuwenden. Für jedes Gas gibt es eine Temperaturgrenze, oberhalb deren das Gas nicht einmal durch Anwendung höchster Drücke verflüssigt werden kann, unterhalb deren aber eine Verflüssigung möglich ist. Durch diese Feststellung ist dann auch die Scheidung zwischen Gasen und Dämpfen gefallen.

Weitere Forscher machten sich den Satz von der kritischen Temperatur zunutze und haben die Versuche weiter ausgedehnt; doch war es zunächst immer noch nicht möglich, Sauerstoff, Wasserstoff, Stickstoff und Luft zu verflüssigen, bis im Jahre 1883 der polnische Forscher v. Wroblewski zum erstenmal Luft verflüssigte. Hierbei wurde auch die kritische Temperatur des Sauerstoffes mit —118° bei einem kritischen Druck von 50 at, die des Stickstoffes mit —146° bei einem kritischen Druck von 35 at und der Luft mit —141° bei einem Druck von 39 at gefunden. Dem Genossen v. Wroblewskis, dem Forscher Olszewski, ist es dann auch gelungen, die Luft in einen länger anhaltenden flüssigen Zustand überzuführen. Der Redner erläutert diese Versuche, die nur als Laboratoriumsversuche angesehen werden konnten, da es nicht gelungen ist, die Gase in solchen Mengen zu verflüssigen, daß man die gewonnenen Körper auf ihre Eigenschaften untersuchen konnte. In dieser Richtung sind die Versuche und Erfindungen des Engländers Dewar von einschneidender Bedeutung gewesen, der unter anderm seine Arbeit auf die Konstruktion von Gefäßen zum Aufbewahren verflüssigter Gase ausgedehnt hat. Hier schließen sich die Versuche von Linde an, dem man besonders die praktische Ausgestaltung der Verflüssigung von Gasen verdankt. Der Vortragende geht dann auf das Lindesche Verfahren näher ein, das 1895 patentiert wurde, und erläutert die Vorrichtung und deren Wirkungsweise[1]). Die Vorrichtungen werden in 9 Größen gebaut, und zwar für Leistungen von 3/4 ltr/st bis 100 ltr/st flüssiger Luft. Der Redner bespricht ferner die Gefäße zum Aufbewahren, die so beschaffen sein müssen, daß sie jede Wärmestrahlung nach innen abhalten. Die Dewarschen Gefäße haben doppelte Wandungen, zwischen denen sich ein Vakuum befindet, und deren innere Wandung mit einem Silberspiegel versehen ist. Solche Gefäße sind sehr teuer, aber besonders für den Transport geeignet, da die flüssige Luft in ihnen bis zur völligen Verdampfung einige Wochen aufbewahrt werden kann. Billigere Gefäße sind solche von Eisenblech, die in einen zweiten Zylinder eingesetzt sind; der Innenraum zwischen beiden ist mit einem schlechten Wärmeleiter ausgekleidet. Die Gefäße sind offen, und die sich entwickelnden Dämpfe werden wieder nach dem Innern geleitet, um eine neue Abkühlung herbeizuführen. Solche Gefäße, die bis zu 50 ltr enthalten, bringen jedoch viel Verlust mit sich, da schon in 1 Stunde bis zu 2 ltr verdampfen, während in den Dewarschen Gefäßen etwa 1 ltr in 14 Tagen verdampft.

Für die Technik hat die flüssige Luft das nicht gehalten, was man sich im Anfang davon versprach. Das ist darin begründet, daß flüssige Luft nicht nur ein schlechter Kältehalter, sondern auch ein schlechter motorischer Stoff ist. Anwendung in der Technik findet flüssige Luft entweder bei Eiserzeugungsmaschinen oder zum Betrieb von Motoren oder wegen ihres reichen Sauerstoffgehaltes in der Medizin bei Erkrankungen der Haut und dergl. Der Redner bespricht die Verwendung der flüssigen Luft als Kälteträger und stellt Vergleiche mit den gewöhnlichen Ammoniak- und Kohlensäure-Kältemaschinen an. Beim Betrieb von Motoren sind die Ergebnisse nicht vorteilhaft, da flüssige Luft erheblich ungünstiger wirkt als komprimierte Luft. Man hat sich deshalb darauf beschränkt, flüssige Luft bei Arbeiten unter Wasser, bei Torpedobooten, Unterseebooten und dergl. anzuwenden. Günstiger könnte die flüssige Luft wirken, wenn man sie mit brennbaren Stoffen, z. B. Petroleum, vermischen würde, da man hierdurch die Kompressionsarbeit im Zylinder spart. Man hat sich auch bemüht, flüssige Luft zu Sprengungen zu verwenden. Im Jahre 1899 hat Prof. Linde einen Vortrag gehalten[2]), um der Reklame entgegenzutreten, die für die flüssige Luft als Sprengstoff gemacht wurde. Beim Bau des Simplontunnels sind Sprengversuche damit gemacht worden, doch hat sich die Verwendung flüssiger Luft im allgemeinen nicht bewährt. Die Sprengwirkung ist zwar fast die gleiche wie bei Dynamit; die flüssige Luft hat aber den Nachteil, daß der Zeitpunkt zwischen der Tränkung der Patrone und der Zündung nur sehr kurz sein darf. Da im Augenblick, wo die Patrone aus der flüssigen Luft genommen wird, die Luft zu verdampfen beginnt, so hört nach einem Zeitraum von 15 min die Zündfähigkeit der Patronen auf.

Auf die Ausnutzung des Sauerstoffgehaltes der flüssigen Luft eingehend, erwähnt der Vortragende das Lindesche Verfahren, das im Jahre 1901 patentiert worden ist. Der so gewonnene technische Sauerstoff findet dort Anwendung, wo hohe Hitzegrade erzeugt werden sollen, indem man mit Hülfe des reichen Sauerstoffgehaltes eine Knallgasflamme erzeugt, die 2000 bis 3000° gibt. Mittels einer solchen Flamme kann man beispielsweise bei Panzerplatten diejenigen Teile erhitzen, die angebohrt werden sollen. Ferner wird die Knallgasflamme bei großen Gußstücken angewandt, an denen schadhafte Stellen ausgebessert werden sollen. Auf diese Weise ist es auch möglich, Eisensorten von sehr guter Beschaffenheit zu erzeugen, indem Sauerstoff in den Konverter geblasen wird, wodurch man es in der Hand hat, an Betriebskraft zu sparen und die Entkohlung und Hitze zu regeln.

Ferner erwähnt der Redner die Anwendung von Sauerstoffflammen zur Beleuchtung. Zum Schluß bespricht er die fraktionierte Destillation flüssiger Luft.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten beraten.

[1]) s. Z. 1895 S. 1157.
[2]) s. Z. 1900 S. 69.

Eingegangen 8. April 1905.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Sitzung vom 26. Februar 1905.

Hr. v. Horstig spricht über die Reinhaltung der Flußläufe und die Krafterzeugung aus dem Klärschlamm.

Der Vortragende bespricht die Einrichtung von Rieselfeldern, chemischen, mechanischen und biologischen Reinigungsanlagen und kommt zu dem Schluß, daß alle diese Verfahren zur Reinigung von Abwässern an dem Umstande kranken, daß sie entweder die Stoffe der Abwässer zerstören, wie die rein biologischen Verfahren, oder daß sie schwer verwendbare Rückstände erzeugen, die überdies mit üblem Geruch verbunden sind. Eine Vereinigung der Vorzüge aller Verfahren bietet das Kohlenbreiklärverfahren von Degener. Die Wirkungen des Rieselfeldes übernimmt, wenigstens zum Teil, der Braunkohlenbrei, indem er, unterstützt von chemischen Zusätzen, die festen Stoffe niederschlägt, die vom Wasser vollkommen getrennt werden; durch einen Chlorkalkzusatz können die Abwässer nach Bedarf desinfiziert werden. Dabei ist der ganze Vorgang so schnell, daß keine Fäulnis eintreten kann, und der ausgefällte Schlamm ist vollständig geruchfrei. Gesundheitlich ist dies Verfahren jedenfalls am vollkommensten, wenn es nicht den Nachteil hätte, um soviel teurer zu sein als der Wert des Kohlenbreies beträgt.

Das Verfahren selbst besteht in folgendem: Die Abwässer werden aus dem Sammelschacht durch natürliches Gefälle oder durch Pumpen in ein Mischgerinne gebracht. Dort wird zunächst der Braunkohlenbrei, rd. 1 bis 1,5 kg/cbm, zugeführt, dann etwas schwefelsaure Tonerde- oder Eisensulfatlösung zugesetzt, damit die gelösten Bestandteile gerinnen. In dem Mischgerinne mischen sich, durch Einbauten unterstützt, die Massen und gelangen in eine Glocke, wo sich die Sinkstoffe, während die Luft aus der Glocke gesaugt wird, leicht abscheiden. Die niederfallenden Stoffe bilden ein förmliches Filter, durch das nachfolgende Teilchen nicht hindurch können, und das Wasser fließt ganz klar in ein Becken im Kuppelraum und durch ein Rohr in ein kleines Desinfektionsmischgerinne, wo nötigenfalls Chlorkalk, 12 g/cbm Abwasser, zugeführt wird.

Es fragt sich, ob es möglich ist, dieses vorzügliche, aber im Betriebe teuere Reinigungsverfahren so zu gestalten, daß es nicht teurer arbeitet als ein andres. Das kann geschehen, indem man den Schlamm verbrennt, der ja ohnehin zu 1/4 bis 1/3 aus Braunkohle besteht, und die Wärme verwertet. Zu diesem Zwecke wird der Schlamm mittels einer Filterpresse von einem Teile seines Wassers befreit, wenn möglich auf Trockenstellen nachgetrocknet und, die lufttrockene geruchlose Masse als Brennstoff verkauft, oder sie wird unter dem Dampfkessel verbrannt oder im Generator in Gas umgewandelt.

Nach der Berechnung der Stadt Spandau stellt sich der Betrieb der Spandauer Kläranlage wie folgt:

Die Kläranlage hat gekostet:

a) Klärgebäude	20 063,40 *M*
b) Klärbrunnen	22 097,25 »
c) Mischkanäle	5 936,66 »
d) Maschinen und Geräte	124 800,00 »
e) Maurermaterialien, Bauleitung, Erweiterungen, kleine Ausbauten und Verschiedenes	27 016,88 »
Summe	199 914,19 *M*.

Es ergeben sich dabei als jährliche Ausgaben:

1) 3½ vH Zinsen und 1¼ vH Tilgung	9 500,00 M
2) für Mieten, Steuern, Abgaben, Untersuchung der Abwässer, Fernsprechgebühren usw.	4 824,84 »
3) für Klärstoff	20 411,00 »
4) für elektrisches Licht und Kraft	23 620,00 »
5) Löhne: 1 Klärmeister, 2 Maschinenführer, 13 Arbeiter	21 440,00 »
6) für Unterhaltung der Gebäude, Betriebsmaterialien, Putz- und Schmierstoffe, Unterhaltung und Abnutzung der Maschinen, Beaufsichtigung usw.	7 204,16 »
Summe	87 000,00 M.

Die Kopfzahl der an die Kanalisation angeschlossenen Bevölkerung beträgt 62513, so daß auf den Kopf 1,39 M im Jahr entfallen. 1 cbm Abwasser ergibt nach den seitherigen Erfahrungen 4 bis 6 kg Klärschlamm von 58 bis 60 vH Wassergehalt, welcher zugleich 1 bis 1½ kg Braunkohle enthält. Die organischen Bestandteile der Abwässerstoffe bestehen aus Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Stickstoff. Jedenfalls ist erwiesen, daß sie brennbar sind, und daß eine Verbrennung alle die Unzuträglichkeiten beseitigt, an denen die andern Verfahren leiden. Es ist eine Generatorgasanlage in Oberschöneweide im Bau, wo die Versuche fortgesetzt werden sollen, die auf der Städteausstellung zu Dresden durch die Firma Ww. Roble & Co. und die Gasmotorenfabrik Deutz gemacht worden sind [1]).

Nach diesen Versuchen ergaben 2 kg Schlamm 1 PS-st. Das würde für Spandau jährlich 2500000 PS-st ausmachen. Der Vortragende berechnet, daß sich auf diese Weise nach Abzug der Unkosten des Kraftwerkes ein jährlicher Gewinn von rd. 85000 M erzielen ließe, so daß die Kosten des Reinigungsverfahrens fast ganz ausgeglichen, jedenfalls die Reinigung billiger werden würde, als bei irgend einem andren Verfahren.

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 985; 1904 S. 1192.

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Diagramm- und Flächenmesser. Vollständiger Ersatz für das Planimeter zum schnellen und genauen Ausmessen beliebig begrenzter Flächen, Dampfdiagramme usw. Mit Gebrauchsanweisung. Von Wilda. Hannover 1905, Gebr. Jänecke. Preis 2 M.

Eine Tafel aus durchsichtigem Stoff ist in senkrechte Streifen von je 5 mm Breite geteilt; in der Mitte jedes Streifens ist auf einer Senkrechten eine Millimeterteilung angebracht. Legt man die Tafel auf die Figur, deren Flächeninhalt zu messen ist, so wird die Fläche in Trapeze von gleicher Breite geteilt, deren mittlere Höhe sich ablesen läßt. Die Höhen lassen sich graphisch addieren, indem man die Tafel an Hand eines Lineals jedesmal so verschiebt, daß der obere Endpunkt des Höhenmaßes eines Trapezes in gleicher Höhe mit dem unteren Endpunkt des Höhenmaßes bei dem folgenden Trapez liegt; dieser Punkt wird durch Einsetzen einer Nadel festgehalten. Es ist also das alte Prinzip der Harfe angewendet; nur ist an Stelle des Pauspapiers, das man sich selbst in Streifen teilte, eine handliche und dauernd brauchbare Tafel gesetzt. Für viele Fälle dürfte die Tafel ein willkommenes Hülfsmittel sein; sie aber als »vollständigen« Ersatz für das Planimeter zu bezeichnen, ist eine arge Uebertreibung.

Fortschritte der Elektrotechnik. Vierteljährliche Berichte über die neueren Erscheinungen auf dem Gesamtgebiete der angewandten Elektrizitätslehre mit Einschluß des elektrischen Nachrichten- und Signalwesens. 18. Jahrgang 1904. 3. Heft. Von Dr. Karl Strecker. Berlin 1905, Julius Springer. 274 S. 8°. Preis 7 M.

Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. Herausgegeben von Blum, v. Borries und Barkhausen. 4. Bd. Abschnitt A: Die Zahnbahnen. Von C. Dolezalek. Wiesbaden 1905, C. W. Kreidels Verlag. 176 S. mit 208 Fig. Preis 6,60 M.

Die farbigen bunten und verzierten Gläser. Eine umfassende Anleitung zur Darstellung aller Arten farbiger und verzierter Gläser. Von P. Randau. Wien und Leipzig 1905, A. Hartlebens Verlag. 347 S. mit 17 Fig. Preis 5 M.

Die Neuordnung des Wasser- und Elektrizitätsrechtes in der Schweiz. Kritik und Vorschläge. Von Dr. Emil Klöti. Zürich 1905, Art. Institut Orell Füssli. 38 S. Preis 1 fr.

Leitfaden der modernen Kältetechnik, ihr Anwendungsgebiet, ihre Maschinen und ihre Apparate. Von W. M. Lehnert. Leipzig 1905, J. J. Weber. 186 S. mit 140 Fig., 12 Tafeln und 12 Tabellen. Preis 4 M.

Wie bekämpfen wir die uns durch die Elektrizität bedrohenden Gefahren und Gesundheitsstörungen? Von Kleber. Berlin 1905, Prager Str. 27, Selbstverlag. Preis 20 Pfg.

Meyers Großes Konversations-Lexikon. Ein Nachschlagewerk des allgemeinen Wissens. Sechste, gänzlich neubearbeitete und vermehrte Auflage. 10. Bd.: Jonier bis Kimono. Leipzig und Wien 1905, Bibliographisches Institut.

Moderne Zeitfragen. Herausgegeben von Dr. H. Landsberg. Nr. 3: Der Großstadtverkehr. Modernes Verkehrswesen der Reichshauptstadt Berlin. Von Dr. Julius Kollmann. Berlin 1905, Pan-Verlag. 44 S. mit 2 Fig. und 2 Tafeln. Preis 1 M.

Ueber die Einrichtungen zur Entstaubung der Braunkohlen-Brikettfabriken. Von L. Seemann. Freiberg i/S. 1905, Craz & Gerlach (Joh. Stettner). 23 S. 8° mit 15 Fig. Preis 1 M.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Bauwesen. Bautechnisches Auskunftsbuch und bauindustrielles Adreßbuch von Oesterreich-Ungarn. IV. Aufl. Wien 1905. A. Dorn. Preis 13,50 M.

— A Treatise on concrete, plain and reinforced: Materials, construction, and design of concrete and reinforced concrete. New York 1905. London: Chapman & Hall, Lim. Preis 25 M.

— Nonnis-Marzano. Trattato di costruzione civile, rurale, stradale ed idraulica. 4. Aufl. La pratica e la stima dei lavori delle opere d'arte e l'ingegneria sanitaria. Turin. Preis 7 M.

— Reinforced concrete construction. Part I. Methods of calculation. Part II. Representative structures. Part III. Methods of construction. London 1905. Archibald Constable & Co. Lim. Preis 25 M.

Dampfkraftanlagen. Bantlin, A. Amerikanische Dampfturbinen. Erweiterung eines Vortrages. Stuttgart 1905. A. Kröner. Preis 3 M.

— Dubbel, Heinrich. Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 10 M.

— McDonnell, Randall. How the steam engine works. 3. Aufl. London 1905 Sealy, Bryers & Walker. Preis 3 M.

— Metcalfe, H. W. Elementary steam engineering. London 1905. Longmans. Preis 9 M.

— Powles, H. H. P. Steam boilers, their history and development, giving an account of the earliest known examples of steam generators down to the most modern steam boilers. London 1905. Constable. Preis 28,50 M.

— Rateau, A. Experimental researches on the flow of steam through nozzles and orifices; to which is added a note on the flow of hot water. London 1905. Archibald Constable & Co. Lim. Preis 5,50 M.

Eisenbahnwesen. Der Bahnmeister. Handbuch für den Bau- und Erhaltungsdienst der Eisenbahnen. Halle 1905. Preis 3 M. Dasselbe. (Neue Aufl.) Halle 1905. Emil Burok. Preis 4 M.

— Ebeling, H. Westinghouse-Bremse, Schleifer-Bremse, Knorr-Bremse. Ausführliche Beschreibung. Berlin 1905. F. Lenz & Co. Preis 0,65 M.

— Rühl, A. Neuere Bestrebungen im Lokomotivbau. [Aus technische Abhandlungen aus Wissenschaft und Praxis, 13. Heft] Zürich 1905. A. Raustein. Preis 2,40 M.

Eisenhüttenwesen. Bale, George R. Modern iron foundry practice. 2. Teil. London 1905. Technical Publ. Co. Preis 4,20 M.

— British standard pipe threads for iron or steel pipes and tubes. London 1905. Crosby Lockwood & Sons. Preis 3 M.

– Harbord, F. W. The metallurgy of steel. 2. Aufl. London 1905. C. Griffin. Preis 30 ℳ.
– Noble, H. Fabrication de l'acier. Paris 1905. Vve. Ch. Dunod. Preis 25 ℳ.
Eisenkonstruktionen, Brücken. Atherton, W. H. Introduction to the design of beams, girders, columns, in machines and structures. London 1905. C. Griffin & Co. Preis 6 ℳ.
– Schimpff, G. Trägertabelle. Anhang: Die englischen und amerikanischen Normalprofile. München 1905. R. Oldenbourg. Preis 2 ℳ.
– Vianello, Luigi. Der Eisenbau. Ein Handbuch für den Brückenbauer und den Eisenkonstrukteur. München 1905. R. Oldenbourg. Preis 17,50 ℳ.
Elektrotechnik. Anlage Gromo-Nembro, die erste Kraftübertragung in Europa à 40000 Volt, Brown, Boveri & Cie., Aktiengesellschaft, Baden. Zürich 1905. Berlin: Julius Springer in Komm. Preis 1,60 ℳ.
– Bekanntmachung über Prüfungen und Beglaubigungen durch die elektrischen Prüfämter. Nr. 5 und 6. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 0,30 ℳ.
– Douhet, G. Cenno sommario sullo stato attuale dell'elettrotecnica: serie di conferenze tenute agli ufficiali del presidio di Genova nell' inverno 1903/1904. Turin 1905. Preis 3 ℳ.
– Gaisberg, S. Frhr. v. Taschenbuch für Monteure elektrischer Beleuchtungsanlagen. 29. Aufl. München 1905. R. Oldenbourg. Preis 2,50 ℳ.
– Holzt, Alfr. Die Schule des Elektrotechnikers. Lehrgang für die angewandte Elektrizitätslehre. 12. Heft. Leipzig 1905. M. Schäfer. Preis 0,75 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Dampfkraftanlagen.

The Cleary-Kavanagh furnace. (Iron Age 20. Juni 05 S. 2060/61*) Die Rauchgase werden vor der Feuerbrücke seitlich fortgeleitet und mit Luft gemischt und sollen hinter der Feuerbrücke ohne Rauchbildung verbrennen. Anordnung der Feuerung an einem liegenden Röhrenkessel.

Vorwärmung mit Frischdampf. (Z. Dampfk. Maschbtr. 5. Juli 05 S. 255/56*) Kurze Wiedergabe und kritische Besprechung eines Vortrages über Betriebserfahrungen an Vorwärmern.

Neuere Kesselanlagen mit Niclausse-Kesseln. Von Züblin. (Schiffbau 12. Juli 05 S. 807/09) Bericht über die Erfahrungen mit Niclausse-Kesseln in verschiedenen Marinen. Forts. folgt.

Eintrittspannung und Dampfverbrauch bei Dampfmaschinen. Von Nerger. (Z. Dampfk. Maschbtr. 5. Juli 05 S. 256/59*) Verbrauchziffern einer Dampfanlage, die mit zu niedrigem Druck arbeitet. Bestimmung der durch Erhöhen des Dampfdruckes erreichbaren Ersparnisse.

Modern economical steam engines and turbines. Forts. (Engineer 14. Juli 05 S. 27/28*) S. Zeitschriftenschau v. 22. Juli 05.

Operating features of vertical Curtis steam turbines. Von Kruesi. (Eng. Rec. 1. Juli 05 S. 8/10*) Erfahrungen über die Betriebsicherheit von Curtis-Turbinen. Ausmittlung der senkrechten Welle. Lagerschmierung und Oelverbrauch. Fußlager. Regelung und Füllungsänderung. Spielraum der Räder. Verwendung des Abdampfes. Kondensatoren. Niederdruckturbinen. Dampfleitungen. Dampfverbrauch.

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. (Riga Ind.-Z. 15. Juni 05 S. 129/34*) Ausführliche Mitteilungen über die Versuchsanordnung und die Verfahren zum Messen der zugeführten und der nutzbar gemachten Brennstoffenergie. Forts. folgt.

An investigation to determine the effects of steam-jacketing upon the efficiency of a horizontal compound steam engine. Von Mellanby. Schluß. (Engineer 14. Juli 05 S. 47/48*) Folgerungen aus den Versuchen.

Double-piston François-engines. (Engng. 14. Juli 05 S. 56) Bericht über Versuche an der in Zeitschriftenschau v. 22. Juli 05 erwähnten Maschine von Cockerill.

Versuche über den Dampfverbrauch einer Dampffördermaschine. Von Czermak. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 24. Juni 05 S. 325/29*) Die Versuche wurden an einer Zwillingsfördermaschine der Skodawerke A.-G. in Pilsen von 650 mm Zyl.-Dmr. und 1400 mm Hub angestellt.

Eisenbahnwesen.

Note sur la double traction. Von Maison. (Rev. gén. Chem. de Fer Juli 05 S. 3/11) Untersuchungen über die Leistungen von Vorspannlokomotiven.

Choice of motors in steam and electric practice. Von Maclellan. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 363/74*) Uebersicht über die Anordnung von Treib- und Laufachsen sowie über die wichtigsten Konstruktionszahlen von zahlreichen verschiedenen Dampflokomotiven.

Die Wechselstrombahn Murnau-Oberammergau. Von Ehnhardt. (El. Bahnen u. Betr. 14. Juli 05 S. 365/69*) Linienführung der 23,6 km langen, mit Einphasenstrom von 5000 V Spannung betriebenen Ueberlandbahn. Betrieb. Kraftwerk. Unterstationen für Nebenzwecke. Schluß folgt.

The Liége Exhibition. Forts. (Engineer 14. Juli 05 S. 30/31*) Lokomotiven und Eisenbahnmaterial.

Compound articulated locomotive for South America. (Engng. 14. Juli 05 S. 44 mit 1 Taf.) $^5/_6$-gekuppelte Lokomotive für 1 m Spurweite von A. Borsig mit 2 treibenden Drehgestellen und 2 Zylinderpaaren von 330 und 525 mm Dmr. und 550 mm Kolbenhub.

Weight distribution on electric locomotives as affected by motor suspension and draw-bar pull. Von Dodd. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 431/47*) Berechnung der Beanspruchungen von Untergestellen und Drehgestellen von elektrisch betriebenen Eisenbahnfahrzeugen an Hand von Zahlenbeispielen.

The Hart convertible ballasting and freight car and the work of ballasting track. (Eng. News 6. Juli 05 S. 13/16*) Der auf zwei zweiachsigen Drehgestellen ruhende Wagen ist 12,5 m lang, über den Wagenkasten gemessen, und faßt rd. 50 t.

Electrical features of block signalling. Von Thullen. (Proc. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 393/405* mit 1 Taf.) Blocktelegraphen. Selbsttätige Blocksignale. Blocksignaleinrichtung der Boston Elevated R. R. Lichtsignale.

Elektrotechnik.

Wasserkraftanlagen in Italien. Von Albrecht. (Z. Dampfk. Maschbtr. 5. Juli 05 S. 261/63*) Kurze Mitteilung über das neue Kraftwerk in Turbigo, das ein Gefälle von 8,2 m des Naviglio grande in 5 Maschinengruppen von je 1500 PS ausnutzt. Die Stromerzeuger von 1320 KW Leistung und 11000 V Spannung machen 125 Uml./min.

The development of the Ontario Power Co. Von Nunn. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 495/521* mit 1 Taf.) Das Wasserkraftwerk ist für insgesamt 200000 PS Leistung nach vollem Ausbau berechnet. Vorläufig werden sechs 12000 pferdige Turbinen von 187,5 Uml./min für 53 m Gefälle aufgestellt, von denen Drehstromdynamos von 12000 V angetrieben werden.

Transmission of Niagara Power to Toronto. (El. World 1. Juli 05 S. 14/15 u. 8. Juli S. 54/56*) Aufstellung der Leitungsmasten aus Eisenkonstruktion. Querarme, Bolzen und Isolatoren. Spannweiten. Leitungsdrähte. Zugbeanspruchungen. Spannvorrichtungen. Wanddurchführungen. Schaltung der Verteilstellen.

Limitations in direct-current machine design. Von Senstius. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 407/30*) Ankerrückwirkung. Funken und Abnutzung des Kommutators. Entwerfen eines Ankers. Faustformeln. Dynamomaschinen für Turbinenantrieb.

Gleichstrommaschinen mit Hülfspolen. Versuche und Dimensionierung. Von Breslauer. (Elektrot. Z. 13. Juli 05 S. 640/45) Allgemeines. Versuche an einem Motor der British Electric Plant Co. in Alloa, Schottland. Konstruktion und Wicklung des Motors. Magnetische und elektrische Größen. Vorversuche. Abänderung der Konstruktion. Versuchsergebnisse. Erläuterungen und Schlußfolgerungen.

The design of induction motors. Von Adams. (Proc. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 327/62*) Eingehende theoretische Untersuchung mit besonderer Berücksichtigung der magnetischen Streuung.

Erd- und Wasserbau.

Der Bau des Karawankentunnels, Südseite. Von Herzog. Schluß. (El. Bahnen 14. Juni 05 S. 369/74*) Beförderungsmittel. Baustoffe und ihre Beschaffung. Geologische Verhältnisse. Verschiedene Einzelheiten aus dem Tunnelbau.

Gesundheitsingenieurwesen.

Berechnung städtischer Kanalisationsanlagen unter Zugrundelegung von Regenfällen verschiedener Heftigkeit und Dauer. Von Heyd. (Gesundhtsing. 10. Juli 05 S. 313/18 mit 2 Taf.)

Gießerei.

Casting a slide-valve cylinder. Von Palmer. (Am. Mach. 8. Juli 05 S. 850/52*) Der Zylinder wird liegend eingeformt. Darstellung des Vorganges.

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Hochbau.

The Hauck building of reinforced concrete, Cincinnati. Von Anderson. (Eng. Rec. 1. Juli 05 S. 17/18*) Bau eines 7stöckigen Geschäftshauses.

The new machine shop of the Brown & Sharpe Mfg. Co. (Eng. Rec. 1. Juli 05 S. 19/21*) Eisenkonstruktion eines fünfstöckigen Fabrikgebäudes von 15×53,4 und 15×38,6 qm Grundfläche.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Coal-conveying plant at the Metropolitan Electric Supply Co.'s works. Constructed by Messrs. E. Bennis & Co., Limited, Engineers, London. (Engng. 14. Juli 05 S. 46/47*) Die Anlage umfaßt zwei Wagenkipper, zwei schräge und ein wagerechtes Förderband und eine Brücke für Kippkarren.

The Baltimore terminal of the Western Maryland, R. R. (Eng. Rec. 1. Juli 05 S. 4/7*) Darstellung einer Kohlenverladebrücke von 1000 t/st Leistung in Port Covington.

Maschinenteile.

The shearing strength of rivets. (Iron Age 20. Juni 05 S 2058/59*) Mitteilung von Fitzsimmons über Festigkeitsversuche an ein- und mehrschnittigen Nietverbindungen.

Practical hints on gear cutters. Von Bentley. (Am. Mach. 8. Juli 05 S. 825/27*) Tafel für die Abmessungen von Evolventenrädern. Stirnräder und Kegelräder.

Torsion of machinery steel shafts. Von Reaburn. (Am. Mach. 8. Juli 05 S. 827/28*) Für eine Welle von 1524 mm Länge und 1 bis 5 Zoll engl. Dmr. sind die Verdrehungswinkel bei 138 kg cm Drehmoment aus einer Schaulinientafel abzulesen.

Conditions de résistance des pistons des machines à vapeur. Von Codron. Schluß. (Rev. Méc. Juni 05 S. 517/38*) S. Zeitschriftenschau v. 14. Jan. 05.

Materialkunde.

Der Einfluß der Temperatur bei der Bearbeitung von Eisen und Stahl. Von Olry und Bonet. Forts. (Z. Dampfk. Vers.-Ges. Juni 05 S. 80/81) Tafel zur Beurteilung der Temperatur nach der Färbung des Stahles. Schluß folgt.

Einige Beiträge zu Biegungs-, Torsions- und Stoßversuchen mit Seildrähten. Von Divis. Schluß. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. Juni 05 S. 329/31* u. 1. Juli S. 341/43) Erörterungen über Stoßversuche.

Prüfung von afrikanischen Hölzern. Von Wagner. (Mitt. Mat.-Prüf.-Amt 04 Heft 6 S. 269/89*) Die Untersuchungen des Verhaltens beim Bearbeiten, des Raumgewichtes, der Druck- und Biegefestigkeit sind an 16 Eukalyptus-, zwei Akazien- und einer Casuarina-Holzart ausgeführt worden.

Mechanik.

On the stability of masonry dams. Von Pearson. (Engng. 14. Juli 05 S. 35/36*) Meinungsäußerung zu dem in Zeitschriftenschau v. 15. Juli 05 erwähnten Aufsatz von Unwin.

The strength of columns. Von Lilly. (Engng. 14. Juni 05 S. 62/64*) Theoretische Untersuchungen, gestützt auf Versuchsergebnisse.

Meßgeräte und -verfahren.

A new instrument for the measurement of alternating currents. Von Northrup. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 375/91*) Gerät für Nullmessungen zum Eichen von Wechselstrommeßgeräten. Schaltung und Ausführung der Messungen.

Methods of measurement of high-electrical pressures. Von Kintner. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 05 S. 523/46*) Spannungsmesser für Elektrizitätswerke und Kraftübertragungen. Meßtransformatoren. Meßspulen an der Maschine. Messung durch hohe Widerstände, insbesondere Funkenstrecken. Statische Voltmesser.

Der Oszillograph der Siemens & Halske-Aktiengesellschaft. Von Hornauer. (Z. f. Elektrot. Wien 16. Juli 05 S. 433/37*) Die Grundlage des Gerätes zum Messen und Aufzeichnen von Wechselstromkurven beruht darin, daß ein Deprez-d'Arsonval-Galvanometer mit äußerst leichtem beweglichem Körper einen Lichtstrahl auf einen Streifen lichtempfindlichen Papieres wirft.

Ueber die Photometrie unsymmetrischer Lichtquellen. Von Bloch. (Elektrot. Z. 13. Juli 05 S. 646/47*) Zeichnerische Bestimmung der hemisphärischen Leuchtstärke aus Messungen an einer Bogenlampe mit schrägstehenden Kohlen mittels eines gewöhnlichen Lichtmessers.

Metallbearbeitung.

The Draper 18-inch geared head lathe. (Iron Age 6. Juli 05 S. 1/2*) Die dargestellte Spitzendrehbank hat 20 Schnittgeschwindigkeiten, die durch ein 10stufiges Rädergetriebe und ein 2stufiges Deckenvorgelege erzielt werden.

3×36 inch turret lathe. (Am. Mach. 1. Juli 05 S. 794/97*) Die in ihren Einzelheiten dargestellte Drehbank zum Bearbeiten von ununterbrochen zugeführten Stabeisen ist von Pratt & Whitney gebaut. Einspannvorrichtung.

Turret-lathe tools. Von Reynolds. (Am. Mach. 1. Juli 05 S. 802*) Werkzeuge zum Gewindeschneiden und zum Nutendrehen. Einspannfutter für kleine Werkstücke.

New Brown & Sharpe automatic gear cutting machine. (Iron Age 29. Juni 05 S. 2041/43*) Die Maschine hat eine wagerechte Fräserspindel, die mittels Kette angetrieben wird. Darstellung des Getriebes und der Aufspannvorrichtung.

Making an accurate index plate. Von Eckelt. (Am. Mach. 1. Juli 05 S. 792/93*) Darstellung des Vorganges beim Abschleifen der Paßflächen für die Anschläge.

Some locomotive shop tools. (Am. Mach. 8. Juli 05 S. 821/23*) Meßgerät, das beim Aufziehen der Treibräder auf ihre Achse benutzt wird, damit der Kurbelzapfen unter dem richtigen Winkel steht. Bohr- und Schleifvorrichtungen.

Motorwagen und Fahrräder.

Ein neues Chassis für Last- und Omnibuswagen. Von Valentin. (Motorw. 10. Juli 05 S. 423/27*) Untergestell mit durchlaufender Treibwelle und 4 Geschwindigkeiten zwischen 3 und 13,8 km/st für einen 24pferdigen Wagen, gebaut von der Berliner Motorwagen- und Motorenfabrik, Tempelhof.

Pumpen und Gebläse.

72000000-Gallon pumping engine at Boston, Mass. (Eng. News 6. Juli 05 S. 11/13*) Stehende Dreifach-Expansionsdampfpumpe von 470, 838 und 1340 mm Dmr. der Dampfzylinder bei 3048 mm Hub. Konstruktionszeichnungen.

The Wakefield pump. (Engineer 14. Juli 05 S. 46*) Bei der von Green & Co. gebauten Kolbendampfpumpe wird der Dampf durch einen wagerecht zur Zylinderachse angeordneten Kolbenschieber in den Dampfzylinder eingelassen.

The Gutermuth patent valve. (Iron Age 6. Juli 05 S. 6/7*) Wirkungsweise der Gutermuthschen Klappen, erörtert an Hand einer von Ruston & Co. in Prag gebauten Speisepumpe.

Schiffs- und Seewesen.

Laws of variation of resistance of ships. Von Taylor. (Marine Eng. Juli 05 S. 286/90*) Folgerungen aus neueren Modellversuchen über den Schiffswiderstand.

Bulkhead construction on warships. (Marine Eng. Juli 05 S. 296/99*) Folgerungen aus dem russisch-japanischen Krieg in Bezug auf die Anordnung der Schotten. Grundsätze für die Anordnung der Schotten. Längsschotten.

The Fall River Line steamer »Providence«. (Marine Eng. Juli 05 S. 273/76*) Räddampfer von 120 m Länge über alles, 15 m Breite und 3,6 m Tiefgang bei 4400 t Wasserverdrängung. Einzelheiten der inneren Einrichtungen.

Steam trials of H. M. S. »Foresight«. (Engng. 14. Juli 05 S. 57) Der Kreuzer erreichte 25,2 Knoten Geschwindigkeit bei 14330 PS_i Maschinenleistung und 211 Uml./min. Der Kohlenverbrauch bei einer Dauerfahrt mit rd. 10,5 Knoten Geschwindigkeit betrug 1,13 kg/PS_i.

The design of marine machinery. Von Durand. Forts. (Marine Eng. Juli 05 S. 306/08*) S. Zeitschriftenschau v. 22. April 05 »Practical points about the screw propeller«.

Machinery of the new Anchor Liner »Caledonia«. Von Taylor. (Marine Eng. Juli 05 S. 301/02*) Das Schiff hat zwei Dreifach-Expansionsmaschinen von zusammen rd. 12000 PS_i. Einzelheiten der Haupt- und Hülfsmaschinen.

Motor boats. Von Durand. (Marine Eng. Juli 05 S. 278/80*) Allgemeine Anforderungen an Motorboote. Die Maschine. Forts. folgt.

Straßenbahnen.

Zusammenstellung der elektrischen Bahnen in Deutschland nach dem Stande vom 1. Oktober 1904. (Elektrot. Z. 13. Juli 05 S. 649/71)

Unfallverhütung.

Gefahren der Dampfkesselreinigung. Von Hauck. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juni 05 S. 57/60) Anknüpfend an vorgekommene Unfälle und Erkrankungen gibt der Verfasser Vorschriften für das richtige Verhalten beim Kesselreinigen. Arbeiten, welche der Reinigung vorausgehen müssen. Arbeiten im Innern des Dampfkessels. Forts. folgt.

Wasserkraftanlagen.

Quelques installations récentes de turbines hydrauliques. Von Flamant. Schluß. (Rev. Méc. Juni 05 S. 589/57*) Anlagen für mittlere und für große Gefälle.

Formulas and computations for horse-power value of streams. Von Church. (Eng. Rec. 1. Juli 05 S. 11/12)

Werkstätten und Fabriken.

Park works, Huddersfield. (Engineer 14. Juli 05 S. 34/36*) Schaubilder der Einrichtung einer neuen Fabrik zur Herstellung von Zahnrädern.

Rundschau.

Einen **Roheisenmischer** von außerordentlich großen Abmessungen haben **Davy Bros.** in Sheffield kürzlich für die Ebbw Vale Steel Co. gebaut; er faßt nämlich **750 t**. Es ist ein an den Enden zugespitzter, oben geschlossener Rollmischer von halbkreisförmigem Querschnitt, s. Fig. (der neben dem Mischer aufgestellte Maßstock zeigt eine Einteilung in englischen Fuß). An beiden Enden des Halbzylinders sitzen Stahlgußschienen *a* von kastenförmigem Querschnitt, die sich mit bearbeiteten Flächen auf Stahlrollen von 1,5 m Dmr. abwälzen; zugleich dienen sie zur Versteifung der Außenhaut; demselben Zweck dienen noch zwei weitere, aus zwei genieteten I-Trägern zusammengesetzte Versteifungen *b*, die unter sich wieder durch aufgenietete I-Eisen *c* querversteift sind. Auf diese Weise wird einer bei den großen Abmessungen zu befürchtenden Ausbauchung durch das Gewicht des flüssigen Roheisens vorgebeugt. An den zugespitzten Enden des Mischers sind Anschlüsse für Gasfeuerung vorgesehen; die Anschlußstücke haben, wie aus der Figur zu ersehen, Rollen und können auf Gleisen seitlich zurückgezogen werden, so daß man sie zum Auswechseln und Ausbessern leicht entfernen kann, welche Anordnung sich auch für Stahlöfen häufig empfehlen würde und in der Tat an einigen Stellen bereits ausgeführt ist. Zum Kippen dienen zwei aus der Figur ersichtliche Preßwasserzylinder, die in Zapfen drehbar gelagert sind. Ein Hauptgrund für die kräftige Ausführung der Außenhaut ist, daß beim Kippen keine zitternden Bewegungen oder Erschütterungen auftreten sollen; auf diese Weise wird die Ausmauerung sehr geschont und ihre Lebensdauer erhöht. Der Mischer erhält eine sauere Ausmauerung; bei Mischern mit basischem Futter, die von der Firma ebenfalls, allerdings nicht für so große Abmessungen, ausgeführt worden sind, werden noch mehrere Oeffnungen in der Außenhaut angebracht, um das Futter nachsehen und ausbessern zu können.

New York und seine Vororte und andre amerikanische Großstädte richten zurzeit **Hochdruckwasserleitungen** ein, die **Feuerlöschzwecken** dienen sollen und unter einem Druck von 9 bis 10 at stehen. Diese Einrichtung ist durch die trüben Erfahrungen veranlaßt, die man bei den großen Bränden der letzten Jahre, besonders bei dem Brande des Geschäftsviertels in Baltimore, gemacht hat, wo die gewöhnlichen Leitungen namentlich den Wolkenkratzern gegenüber versagten. Auch die Ausstellung in St. Louis hatte ein derartiges besondres Feuerlöschnetz, das sich bei mehreren Bränden gut bewährt hat, und mit dessen Hülfe es gelang, Feuersbrünste auf einen verhältnismäßig kleinen Herd zu beschränken. Die Pumpwerke bieten in solchen Fällen nichts besondres; die Antriebmaschinen werden durch den Druck der Leitung geregelt; auf diese Weise wird der durch Lecken entstehende Leitungsverlust fortwährend ergänzt, und die Pumpmaschinen sind stets betriebsbereit.

Von Interesse ist die für die besondern Verhältnisse ausgebildete **Muffenverbindung** der Hochdruckleitungen, von denen in Fig. 1 und 2 zwei Beispiele wiedergegeben sind. Fig. 1 entspricht der Ausführung in Newark, N. J.[1] Hier ist, um der Röhrengießerei die Anfertigung von neuen Modellen zu ersparen, der Wulst durch einen aufgezogenen Schrumpfring verstärkt worden. Zum Dichten werden ein Hanfring und doppelter Bleieinguß verwendet. Die beiden Bleieingüsse werden mit Hülfe von besondern Gußformen eingebracht und kräftig verstemmt. Das Rohrende sitzt lose in der Muffe und gestattet eine beschränkte Beweglichkeit, die beim Verlegen im Erdreich sehr erwünscht ist. Dies und die Hinterdrehungen, in welche das Blei hineingreift, sind die wesentlichen Unterschiede gegenüber den deutschen normalen Gußrohrmuffen, von denen die entsprechenden Größen mit ihren Abmessungen in Fig. 3 und 4 zum Vergleich gegeben sind. (Ein Druck von 10 at ist allerdings der für die deutschen Normalien vorgesehene Höchstdruck; daher sind die Abmessungen entsprechend schwächer). Fig. 2 ist die in Coney Island, dem bekannten Vergnügungsort vor New York,

[1] Engineering Record 6. Mai 1905 S. 515.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

gewählte Muffenform[1]). Dort machten die zahlreichen Schaubuden des ständigen Jahrmarktes eine Feuerlöscheinrichtung in großem Maßstabe nötig, und die Wasserverhältnisse zwangen dazu, im Brandfalle Seewasser zu verwenden. Des zerstörenden Einflusses des Seewassers wegen sind die Rohre besonders starkwandig ausgeführt, und die Ringe zur Aufnahme des Bleies sind daher nicht nur in die Muffe, sondern auch in das Rohrende eingedreht. Im Ruhezustande sind übrigens die Leitungen mit Brunnenwasser gefüllt, und erst im Betriebsfalle wird der Seewasserzufluß eingeschaltet. Muffenrohre der letzten Form sind auch bei den Feuerlöschleitungen in den inneren Stadtteilen von New York verwendet worden.

Die vielen Beispiele der Anwendung **eisenverstärkten Betons** im Hochbau, auf die in dieser Zeitschrift bereits hingewiesen ist, haben erkennen lassen, daß sich dieser Baustoff selbst bei verwickelten Konstruktionen außerordentlich gut verwenden läßt und in den meisten Fällen einen Ersatz für das bisher allein herrschende Konstruktionsmaterial, das Eisen, bietet. Ein weiteres Beispiel auf diesem Gebiet stellt der **Wasserturm des Bahnhofes Jekaterinodar** (Kaukasus) an der Wladikawkas-Bahn dar[2]). Der zweistöckige, kreisrunde, 11 m hohe Unterbau des Wasserturmes, Fig. 1, ist in reinem Beton aufgeführt. Auf seinem oberen 0,5 m breiten Rand sitzt der 5,1 m hohe Wasserbehälter von 8,6 m lichtem Durchmesser, der nach Bauart Intze mit kugelförmigem, nach oben gewölbtem Boden versehen ist. Durch einen in der Mitte ausgesparten Schacht von 1,5 m Dmr. ist das Rauchabzugrohr einer Feuerung geführt, die verhindern soll, daß der Inhalt des Behälters im Winter einfriert. Der Wasserbehälter, der bei 5 m Wasserhöhe 243 cbm faßt, besteht aus Eisenbeton von 80 bis 100 mm Wandstärke. Die Eisenverstärkungen sind etwa in der Mitte der Wanddicke eingebettet und bestehen aus einem Netz von Rundeisen, deren Dicke je nach der Lage zwischen 5 und 10 mm wechselt. Die Einlagen sind an der stärker beanspruchten Außenwand des Behälters etwa doppelt so dicht verlegt wie innen. Der Behälter wird von einem gleichfalls aus eisenverstärktem Beton hergestellten Mantel von 80 mm Dicke umschlossen, der sich mit seinem unteren Rande dem Turmmauerwerk passend anfügt und an seinem oberen Rande das aus Eisenbeton bestehende kugelförmige Dach samt einer Laterne für den Rauchabzug aufnimmt. Die Baukosten dieses Wasserturmes sollen sich nicht höher als die eines gewöhnlichen eisernen Wasserturmes mit Ziegeluntermauerung gestellt haben; diesem gegenüber hat er den Vorzug der größeren Dauerhaftigkeit, wobei für die Instandhaltung keine Kosten entstehen.

[1]) Eng. Rec. 20. Mai 1905 S. 582.
[2]) Nouvelles Annales de la Construction Mai 1905.

Die **Quecksilberlampe**, die in Deutschland W. C. Heräus in Hanau zu großer Vollkommenheit gebracht hat[1]), ist abermals einen guten Schritt vorwärts gekommen, da es dem Glaswerk von Schott & Genossen in Jena gelungen ist, als Ersatz für das bisher verwendete teure und wenig widerstandsfähige Bergkristall eine neue Glassorte — Uviolglas genannt — herzustellen. Der Wellenbereich des Uviolglases für ultraviolettes Licht reicht bis 253 $\mu\mu$, so daß die Durchlässigkeit des Bergkristalles, dessen Wellenbereich bis 220 $\mu\mu$ geht, noch übertroffen wird. Die Quecksilberlampe in der neuen Form hat ein 45 bis 130 cm langes Glasrohr, Kohleelektroden und brennt bei 110 bis 220 V, wobei sie 2 bis 4 Amp Strom aufnimmt. Die Lampe wird vorzugsweise für photochemische und ärztliche Zwecke verwendet. (Elektrotechnische Zeitschrift v. 6. Juli 1905)

An einer **150pferdigen de Laval-Turbine**, die zwei Jahre in dem Werk der New England Structural Co., East Everett, Mass., ununterbrochen im Betrieb gewesen ist, haben die Professoren Miller und Lawrence kürzlich **Verbrauchsversuche** angestellt[2]), die nachstehende Ergebnisse geliefert haben:

Dauer des Versuches	9 st
Dampfdruck an der Turbine	10,2 at
Zahl der benutzten Dampfdüsen	6
Wassergehalt des Dampfes	1,05 vH
Barometerstand	758 mm
Luftleere	85,2 vH
mittlere Leistung	105,1 KW
» Geschwindigkeit	1200 Uml./min
mittlerer Dampfverbrauch	12 kg/KW-st.

An den Zahnrädern oder an den Turbinenschaufeln ist keine wesentliche Abnutzung festgestellt worden.

Die beiden großen **25 Knoten-Turbinendampfer**, die bei John Brown in Clydebank und bei Swan & Hunter in Wallsend am Tyne für die Cunard-Linie in Bau sind, und über die wir bereits mehrfach berichtet haben[3]), werden nicht vor rd. $2^1/_2$ Jahren fertiggestellt werden. Die Schiffe, mit deren Bau vor etwa einem Jahre begonnen worden ist, stehen zurzeit in den Spanten; ein Teil der Beplattung ist auch bereits fertig, und Vorder- und Hintersteven sind gesetzt. Für die Turbinen, deren Leistung auf 60000 bis 70000 PSi geschätzt wird, sollen noch die Erfahrungen, die man mit dem demnächst in Dienst zu stellenden 30000 t-Turbinendampfer »Carmania« machen wird, verwertet werden. Bei der großen Länge der Schiffe von nahezu 240 m sind die Formen der Schiffskörper sehr schlank gehalten und besonders der Bug sehr scharf ausgebildet. In englischen Schiffbaukreisen bezweifelt man nicht, daß die vorgeschriebene durchschnittliche Ozeangeschwindigkeit von 25 Knoten erreicht werden wird.

The Iron Age[4]) gibt eine Zusammenstellung der **Erz-, Roheisen- und Stahlerzeugung der Vereinigten Staaten** im Jahre 1904 und verzeichnet dabei den Anteil der United States Steel Corporation. Vergleicht man diese Zahlen mit denen der Vorjahre, so zeigt sich, daß nicht nur die Gesamterzeugung, sondern auch der prozentuale Anteil des Stahltrusts daran zurückgegangen ist. Die Befürchtung, daß die unabhängigen Werke von dem Stahltrust aufgesogen werden würden, sind also unbegründet gewesen; der schlechte Geschäftsgang der letzten Jahre hat den Trust zu größeren Einschränkungen ge-

[1]) s. Z. 1904 S. 1863.
[2]) Iron Age 6. Juli 1905.
[3]) Vergl. Z. 1903 S. 1?7, 18?; 1904 S. 651, 870.
[4]) 22. Juni 1905 S. 2001.

	1904				1903			1902		
	Vereinigte Staaten	Anteil der U. St. St. Corp.		Deutschland	Vereinigte Staaten	U. St. St. Corp.	Deutschland	Vereinigte Staaten	U. St. St. Corp.	Deutschland
	t	t	vH	t	t	vH	t	t	vH	t
Gesamterzförderung	27600000	10503087	38,0	—	35579619	43,8	—	36123001	45,1	—
(Erzverschiffung vom Oberen See)	21822839	11746409	53,8	—	24027913	58,8	—	27471796	60,4	—
Roheisenerzeugung	16497033	7369421	44,6	10103941	18297400	40,4	10085634	18106448	44,7	8529899
Flußeisenerzeugung	13767306	8406378	61,0	8930291	14767538	63,5	8801515	15186406	65,7	7780682
fertige Walzerzeugnisse	12013381	5744798	47,8	—	13419020	51,2	—	14167222	50,8	—

zwungen als die außenstehenden Werke, und es bleibt abzuwarten, wie sich diese Verhältnisse bei dem jetzt eintretenden wirtschaftlichen Aufschwung entwickeln werden.

Zum Vergleich sind einige Zahlen der deutschen Erzeugung mit angeführt, die für die gleiche Zeit ein, wenn auch im letzten Jahre sehr geringes, Ansteigen aufweisen. Bei der Durchsicht der Einzelangaben über die Flußeisenerzeugung ist beachtenswert, daß in den Vereinigten Staaten der auf die Martinwerke entfallende Anteil ständig wächst; er beträgt zurzeit bereits 43 vH. In Deutschland tritt ein solches Anwachsen erst im letzten Jahre hervor; immerhin beträgt hier der Anteil der Martinwerke erst 31,5 vH.

Nach der letzten **Statistik** der Elektrotechnischen Zeitschrift[1]) **über die elektrischen Bahnen Deutschlands** konnten am 1. Oktober 1904 140 Hauptbezirke — Städte und Landbezirke — mit elektrischen Bahnen gezählt werden. Das sind 6 mehr als am 1. Oktober 1903. Die Streckenlänge betrug 3791 km und die Gleislänge 5670 km gegen 3692 bezw. 5500 km im Vorjahre. Dem Betriebe dienten 9034 Motorwagen, 6477 Anhängewagen, Stromerzeuger von insgesamt 133326 KW und Akkumulatoren von 39809 KW Leistung. Die Bahnen sind Straßenbahnen bis auf wenige Ausnahmen, z. B. die Bahnen Berlin-Gr. Lichterfelde-Ost, Niederschöneweide-Spindlersfeld, Ludwigshafen-Mundenheim, Murnau-Oberammergau.

Nach dem letzten Jahresbericht der kgl. preußischen Gewerberäte haben sich im abgelaufenen Betriebsjahre die **elektrischen Anlagen im Landespolizeibezirk Berlin** als **wenig gefährlich** erwiesen. Gezählt wurden insgesamt 12933 Elektromotoren mit 46791 PS Gesamtleistung, wovon etwa die Hälfte in gewerblichen Betrieben verwendet werden. Unter den mitgeteilten 29 Unfällen sind 28 ganz leichter Natur, gewöhnlich Hautverbrennungen. In einem Fall allerdings ist ein Arbeiter von einem 190 V-Drehstrommotor getötet worden. Er hatte einen Haufen Drehspäne berührt, die den Motor bedeckten und mit den stromführenden Teilen des Motors in Berührung gekommen waren.

[1]) 13. Juli 1905.

Vor wenigen Tagen ist **in Delft** die erste holländische **technische Hochschule** eingeweiht worden. Die Anstalt blickt auf eine längere Geschichte zurück: Im Jahre 1843 wurde sie als »Akademie zur Ausbildung von Zivilingenieuren« gegründet, später wurde sie in eine technische Schule umgewandelt, die vor allem Wasserbau- und Maschineningenieure ausbildete. Neuerdings ist eine elektrotechnische Abteilung geschaffen worden, die in neu errichteten Gebäuden untergebracht ist. Durch ein Gesetz hat die Anstalt jetzt eine Organisation nach dem Vorbild der deutschen Hochschulen erhalten, indem besondre Abteilungen für Bauingenieurwesen, Elektrotechnik, Schiffbau, Maschinenwesen, Bergbau usw. gegründet wurden. Auch hat die Anstalt das Recht bekommen, den Doktortitel zu verleihen.

Der **Verein für Eisenbahnkunde** zu Berlin hat zwei neue **Preisausschreiben** erlassen. Das erste, wofür 500 *M* ausgesetzt sind, bezieht sich auf eine Untersuchung über die zweckmäßigste Gestaltung der Anlagen für die Behandlung der Stückgüter auf Bahnhöfen. Der andere Preis, 1000 *M* betragend, ist für eine Arbeit über die Bedeutung des Betriebskoeffizienten als Wertmessers für die Wirtschaftlichkeit des Eisenbahnbetriebes ausgesetzt. Nähere Angaben erteilt die Geschäftstelle des Vereines, Berlin W., Wilhelmstr. 92/93.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 159884. Drehschiebersteuerung. Ch. W. A. Taylor, Allos, und J. Storey, Liverpool (Engl.). Der an den Enden offene hohle Drehschieber a ist mit zwei Sätzen Einlaßöffnungen h, i und j, k für die Kanäle e, f, und mit Auslaßmulden (Einbuchtungen) m, o und n, p für den Auspuff g so versehen, daß der eine Satz die Maschine für Vorwärts-, der andre für Rückwärtsgang steuert. Beim Umsteuern durch Rechtsverschiebung von a wird der Dampfeinlaß rsh durch die Verlängerung von a verschlossen, bis h, i über e, f steht, damit Dampfverluste vermieden werden.

Kl. 60. Nr. 160294. Achsenregler. W. Proell, Dresden-A. Die Pendel p des auf der Steuerwelle w (zwischen den Einlaßventilen) angeordneten Reglers sind durch Stangen a mit den Steuerexzentern e verbunden und verstellen diese auf den festgekeilten Exzentern g. Bei hohen Umlaufzahlen erzeugt die Fliehkraft der Exzenterbügel auf e eine starke Reibung r, die der Umlaufrichtung u entgegengesetzt gerichtet ist und sich als Zugkraft z an a äußert. Die Anordnung ist so getroffen, daß diese die Belastungsfeder unterstützende Kraft z der Federspannung f möglichst parallel bleibt, daß die Angriffspunkte n, m beider Kräfte möglichst nahe am Schwerpunkte s des Pendels, dem Angriffspunkte der Fliehkraft c, liegen und daß alle drei Kräfte bei der Pendellage der gebräuchlichsten Füllung rechtwinklig zum Hebelarm dn stehen, um den Zapfendruck in d klein zu halten. Um diese rechtwinklige Richtung auch für andre Ausschläge von p zu erhalten, hat die Feder eine solche (durch Abflachung von w ermöglichte) Lage erhalten, daß ihre Durchbiegung durch die eigene Fliehkraft günstig wirkt, während a, Fig. 2, als Zahnstange ausgebildet wird und als solche stets tangential in einen Zahnbogen k an e eingreift.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 60. Nr. 157868. Regler. A. Kuhn, Uzwil (Schweiz). Zwei durch Räder g_0, g, g_1 angetriebene Kapselwerkpumpen ef fördern eine Flüssigkeit aus h durch i, k, k_1, n (bezw. n_1) o, o_1, p, q, q_1 nach h zurück. Wenn aber der bei s an den Fliehkraftregler angeschlossene Schieber r den Ringkanal n (oder n_1) drosselt oder abschließt, wird der das Kapselwerk enthaltende Flügelkolben d in der Richtung yy_1 verstellt und schließt mittels Zahnbogengetriebes uu_1 und Druckfeder v eine der Reibkupplungen w des (Riemen-)Wendegetriebes w_1 mit kleinerer oder größerer Kraft, so daß die Welle x (zur Turbinenregelung oder dergl.) langsamer oder schneller mitgenommen wird. Bei völligem Abschluß von n (oder n_1) öffnet der Drehschieber d_1 den Rücklaufkanal i_1, so daß d in der äußersten Lage y_1 verharren kann, bis n (n_1) wieder geöffnet und d durch die Feder z zurückgeführt wird. In einer Abänderung ist der Flügelkolben durch einen federbelasteten Scheibenkolben ersetzt.

Kl. 46. Nr. 160254. Vergaser. P. Murray, J. Leach und Frau A. L. Aitchison, Jersey City (V. S. A.). Das Luftventil l ist mit dem Gemischventil g zwangläufig (oder fest) verbunden, und der flüssige Brennstoff wird unabhängig von der Ventileröffnung über dem Verdampferkörper h bei b schon während des Auspuffhubes durch eine Pumpe eingeführt, so daß die beim Saughube durch l eintretende Luft schon Brenstoffdämpfe vorfindet.

Kl. 46. Nr. 159739. Regelung der Bremswirkung bei Brennkraftmaschinen. A. Saurer, Arbon (Schweiz). Nachdem die Brennstoffzufuhr abgestellt ist, wirkt die Maschine als Luftpumpe. Zum Bremsen wird ein in die Auspuffleitung a angebautes Drosselventil b geschlossen, und zum Regeln der Bremswirkung wird die Belastungsfeder c mittels des Handgriffes f mehr oder weniger gespannt.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Die Kreisel und ihre Leistungen.

Unter diesem Titel hat Hr. Zivilingenieur **Hagens** auf S. 807 des laufenden Jahrganges dieser Zeitschrift eine Reihe von Versuchen veröffentlicht, die er mit einer Anzahl von Entwässerungs-Zentrifugalpumpen unter verschiedenen Verhältnissen ausgeführt hat. Die Versuche, die eine sehr umfangreiche und mühevolle Arbeit darstellen, sind besonders dadurch interessant, daß ihnen vollständige Angaben über die benutzten Kreiselräder beigegeben sind. Beim Nachrechnen der Ergebnisse fand Hr. Hagens, daß die üblichen Formeln zur Berechnung der Leistungen von Zentrifugalpumpen hier nicht zutreffen, und dies veranlaßte ihn, eine besondere Theorie zu entwickeln. Leider steht diese auf einer unrichtigen Grundlage, so daß die aus ihr gezogenen Folgerungen ihrerseits auch nicht als zutreffend anerkannt werden können. Das schöne Zahlenmaterial hat mich veranlaßt, die Versuche selbst eingehend nachzurechnen. Wenn ich dabei auch nicht dazu gelangt bin, die Versuche mit der richtigen Theorie in Einklang zu bringen — dazu haftet beiden noch viel zu viel Unsicheres an —, so kam doch einiges dabei heraus, was bei künftigen Versuchen und selbst bei künftigen Entwürfen nicht ohne Nutzen und daher von allgemeinem Interesse sein dürfte.

Fig. 1 und 2.

Die beiden Grundgleichungen, die das vorliegende Problem lösen, lassen sich leicht auf folgendem summarischen Wege ableiten.

Zur Herstellung des Gleichgewichtes in dem rotierenden Radkanal, den Figur 1 darstellt, bedarf es eines äußeren Ueberdruckes, der durch die Wassersäule

$$\Delta h = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

gemessen wird. Mit der Einführung dieses Ueberdruckes ist der Drehung Rechnung getragen, und der Durchfluß kann gerade so behandelt werden, als ob die Drehbewegung nicht vorhanden wäre. Um das Wasser beim Durchfluß von der Geschwindigkeit w_1 längs des Kanales auf die Geschwindigkeit w_2 zu bringen, muß der äußere Ueberdruck um die Wassersäule

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

ermäßigt werden, wobei indessen die Reibungswiderstände nicht berücksichtigt sind. Für den gesamten äußeren Ueberdruck ergibt sich somit die Gleichung

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Durch die vorhandene Reibung würde dieser Wert herabgedrückt.

Das austretende Wasser besitzt, auf die Gewichteinheit bezogen, eine Energie

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g}.$$

Die Energie beim Eintritt ist

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g},$$

wobei c_1 und c_2 die absoluten Geschwindigkeiten bedeuten.

Die Arbeit, die vom Kreisel auf das durchfließende Wasser übertragen werden muß, ist somit

$$L = Mg\left[\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}\right],$$

und zwar ist diese Beziehung auch für den Fall gültig, wo Reibung vorhanden ist.

Setzt man den Ausdruck für $(p_2 - p_1):p$ aus Gl. (1) ein, so wird

$$L = \frac{M}{2}\left[(u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2) + (c_2^2 - c_1^2)\right]$$

und endlich, da

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2uc',$$
$$L = M(u_2 c_2' - u_1 c_1') \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Mit Rücksicht auf die einbezogene Gleichung (1) ist diese Beziehung nur für den reibungsfreien Zustand gültig. Durch die Reibung wird die Arbeit herabgezogen, natürlich zugleich auch die geförderte Wassermenge.

Die Anwendung dieser beiden Gleichungen auf das Kreiselrad ist — abgesehen von der Reibung, die darin nicht berücksichtigt ist — mit einigen Schwierigkeiten und Unsicherheiten verbunden. Sie muß voraussetzen, daß alle Wasserfäden eine gleichartige Bewegung besitzen, und daß namentlich der Kanalquerschnitt überall vom Wasserstrahl ausgefüllt wird. Gerade diese Voraussetzung trifft bei den untersuchten Kreiseln *nicht* zu, wie folgende Rechnung beweist.

Unter der Voraussetzung gleichmäßiger Füllung des Kanales beim Austritt läßt sich, da die geförderte Wassermenge bekannt ist, leicht die relative und somit auch die absolute Austrittgeschwindigkeit berechnen. Die entsprechende Bewegungsenergie, vermehrt um die Förderarbeit, stellt sich hierbei erheblich *größer* heraus als die tatsächlich zur Bewegung des Kreisels verbrauchte Arbeit, was ja unmöglich ist und beweist, daß die Voraussetzung nicht zutrifft: der austretende Wasserstrahl hat einen kleineren Querschnitt als der Kanal; er legt sich einseitig an die treibende Schaufel und hat eine *größere* relative Geschwindigkeit, als ihm nach obiger Rechnung zukäme; somit ist seine absolute Geschwindigkeit geringer, als nach obiger Rechnung angenommen werden müßte.

Eine weitere Unsicherheit liegt darin, daß man bei Kanälen von endlichem Querschnitt nie recht weiß, auf welchen Halbmesser man Ein- und Austritt zu beziehen hat, um einen richtigen Mittelwert zu erhalten.

Es sind also die einzusetzenden Werte der Umfangsgeschwindigkeiten durchaus nicht sicher. Wahrscheinlich wird sich beim Eintritt die Wirkung der Drehbewegung nicht unerheblich rückwärts nach der Achse zu erstrecken. Unter diesen Umständen wird man keinen großen Fehler begehen, wenn man $u_1 - w_1$ und c_1' als relativ klein betrachtet und vernachlässigt, wodurch die beiden Grundgleichungen die vereinfachten Formen

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - w_2^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1a)$$

$$L = M\, u_2\, c_2' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2a)$$

annehmen.

Eine fernere Unsicherheit liegt darin, daß über den Zustand des Wassers beim Eintritt und über den herrschenden Druck nichts Sicheres bekannt sein kann, solange das Kreiselrad nicht mit einem Leitapparat versehen ist oder unmittelbare Beobachtungen vorliegen. Wenn die Radschaufeln bis zur Achse zurückreichen, tritt jedenfalls beim Eintritt ein starker Stoß auf, wodurch die Unsicherheit noch weiter gesteigert wird. Es ist mir darum auch nur für den Kreisel Wolitta neu, dessen Schaufeln am inneren Radumfang ansetzen, möglich geworden, eine leidliche Uebereinstimmung zwischen Versuch und Theorie herzustellen.

Ich habe zunächst die vom Kreisel auf das Wasser übertragene Arbeit zu bestimmen versucht, indem ich von der effektiven Arbeit der Dampfmaschine, wie sie Hr. Hagens nach Hrabák aus der indizierten Arbeit berechnet, für die Reibung des Rades im umgebenden Wasser einen Abzug machte. Diese Reibung wird etwa proportional der Fläche und proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit sein. Somit würde die Reibungsarbeit den Ausdruck annehmen:

$$L_r = c\, u_2^3 r_2^2,$$

worin nach einer auf Grund des Rohrreibungskoeffizienten vorgenommenen Schätzung etwa $c = 1$ zu setzen ist. Aus der Gleichung (2a) wurde sodann c_2' und weiterhin w_2 berechnet und mit diesem Wert aus der Gleichung (1a) der äußere Ueberdruck $(p_2 - p_1):\gamma$ bestimmt. Für den Kreisel Wolitta neu ergab sich hierbei in recht guter Uebereinstimmung für die Versuche Nr. 1, 2 und 4

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = 0{,}86\, H,$$

wobei H das ganze Gefälle bedeutet. Für Versuch Nr. 3 erreicht der Ueberdruck die Größe $0{,}92\, H$. Es mag daran erinnert werden, daß die Reibung im Laufrad eine Verminderung des Ueberdruckes bewirkt. Für die Beschleunigung des Wassers in der Zuleitung und für die Ueberwindung der Reibung darin wird ein gewisser Druck verbraucht; es tritt infolgedessen eine Abnahme des inneren Druckes, aber eine Steigerung des äußeren Ueberdruckes ein. Die beiden Einflüsse heben sich zum Teil auf, und um so näher kommt der berechnete Wert für den Ueberdruck der Wahrheit.

Bestimmt man mit dem errechneten Wert von w_2 den Ausflußquerschnitt, so kommt man für den Kreisel Wolitta neu unter Beibehaltung der Winkel auf eine äußere Radbreite von 120 statt 200 mm.

Es wäre leicht, auf Grund der für den Kreisel Wolitta neu vorliegenden Erfahrungen und mit Hülfe der vorstehenden Betrachtungen einige einfache Regeln für den Bau ähnlicher Kreisel aufzustellen. Mit Rücksicht auf die Unzuverlässigkeit der Grundlagen mag das indessen unterbleiben. Man wird besser das Augenmerk auf eine Vermehrung des Beobachtungsmaterials richten müssen, um eine bessere Grundlage zu schaffen. Am bequemsten könnte dies durch ein elektrisch betriebenes Kreiselrad geschehen, weil es hierbei leicht ist, in jedem Augenblick den Arbeitsverbrauch zu bestimmen, so daß ein Versuch in der kürzesten Zeit durchgeführt werden kann. Es wären fortlaufende Reihen mit zuerst steigender und hernach bis zum Abschnappen sinkender Geschwindigkeit bei verschiedenen, möglichst konstant zu haltenden Gefällen vorzunehmen, wobei namentlich auch der Bestimmung der Reibung im stehenden Wasser Aufmerksamkeit geschenkt werden muß. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers ließe sich aus der Richtung berechnen, die eine hart am äußeren Umfang aufgestellte Einrichtung nach Art einer Windfahne annimmt. Der Druck am inneren Radumfange könnte durch eine Piezometerröhre, die von unten her eingeführt wird, leicht unmittelbar gemessen werden. Auch zur Bestimmung des Spaltverlustes sollten unmittelbare Versuche angestellt werden usw.

Derartige Versuche könnten viel bequemer und ohne Einbuße für ihre Brauchbarkeit an einem Modell von etwa 3 bis 400 mm Raddurchmesser ausgeführt werden, deren Kosten jedenfalls mit einer recht bescheidenen Summe bestritten werden könnten.

In konstruktiver Beziehung wäre zu bemerken, daß man in erster Linie trachten sollte, den Spaltverlust, der eine bedeutende Größe erreicht, zu vermindern. Wenn man den Wirkungsgrad für den Kreisel Wolitta neu für die wirklich durch das Rad gegangene Wassermenge (Fördermenge + Spaltverlust) und unter Abzug der Radreibung im Wasser ausrechnet, so kommt man auf Werte von über 80 vH, was doch schon recht hübsch ist. Ich schlage die Anwendung einer mehrfachen Labyrinthdichtung vor, wie sie in der Skizze angedeutet ist. Der Führung des Wassers ist die größte Sorgfalt zu schenken: freiliegender, trichterförmiger Einlauf, stetige Verjüngung der Querschnitte und insbesondere Verengung der Radkanäle beim Austritt auf das gerade erforderliche Maß sind die unerläßlichen Bedingungen für einen möglichst hohen Wirkungsgrad. Die Winkel zwischen Schaufel und Umfang kleiner zu nehmen als bei Wolitta neu (30° beim Eintritt, 20° außen), dürfte keine Verbesserung sein. Die Schaufeln bis zur Achse rückwärts zu verlängern, halte ich für schädlich, weil dabei ein Stoß des Wassers beim Eintritt nie vermieden werden kann. Hr. Hagens glaubt, ihm aus dem Wege gehen zu können, indem er die Schaufelkante nach vorn umbiegt (Fig. 18 S. 813). Da diese Umbiegung eine nachherige Erweiterung des Kanales zur Folge hat, ist der Stoß doch nicht zu vermeiden; er wird nur verlegt.

Ob sich durch die Anwendung eines Leitrades im Eintritt eine Verbesserung erzielen ließe, die einen ausreichenden Gegenwert für die Komplikation bilden würde, scheint mir sehr zweifelhaft zu sein; eher wäre noch mit einem Diffuser am Austritt etwas zu erreichen.

Zürich. Prof. Rudolf Escher.

Hr. Hagens, dem diese Zuschrift vorgelegen, hat sich vorbehalten, später eine zusammenhängende Darlegung seiner Theorie zu veröffentlichen. Die Redaktion.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

Klemperer: Versuche über den ökonomischen Einfluß der Kompression bei Dampfmaschinen.

Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Stahlguß bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Beiblatt Nr. 21
zu Nr. 30 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 29. Juli 1905.

Zum Mitgliederverzeichnis.

Aenderungen.

Aachener Bezirksverein.

C. Houben, Ingenieur, Sterkrade.

Bayerischer Bezirksverein.

Friedrich Bertram, Dipl.-Ing., München, Innere Wiener Str. 28.

Bergischer Bezirksverein.

Dr. phil. Karl Krekeler, Chemiker, Mülheim a/Rhein, Berliner Str. 50.

Berliner Bezirksverein.

Paul Abl, Ingenieur, Stuttgart, Weimarstr. 48.
Aug. Boettcher, Zivilingenieur, Berlin N.W., Cuxhavener Str. 16.
C. Bona, Betriebschef bei Werner & Pfleiderer, Cannstatt, Haldenstr. 6.
Aug. Bormann, Ingenieur, Südende bei Berlin, Potsdamer Str. 21.
Franz Brüsewitz, Ingenieur, Körlin a/Pers., Kösliner Str. 113 b.
Rud. Esch, Ingenieur, Duisburg, Dellstr. 15.
Emil Fritschi, Ingenieur, Rüti, Ct. Zürich, Schweiz.
Henry Gottschalk, Dipl.-Ing., Berlin W., Eislebener Str. 3.
Rudolf Junge, Ingenieur, Niedersalzbrunn, Schl., Bahnhof.
Kurt Lignier, Ingenieur, Rhodt bei Edenkoben, Pfalz.
Wilh. Lübke, Bauingenieur, Breslau, Bauschulstr. 11.
Walter Mathesius, Professor an der Techn. Hochschule, Berlin W., Lietzenburger Str. 46.
Franz Pärr, Ingenieur, Wien VII, Kaiserstr. 30.
Guido Paul, Dipl.-Ing., Zwickau i/Sa., Bosenstr. 17.
Fritz Petri, Ingenieur, Bergedorf, Lübecker Str. 7.
Iwan Riess, Dipl.-Ing. der Bergmann-Elektr.-Werke A.-G., Charlottenburg, Leibnizstr. 28.
Wilh. Rodis, Ingenieur, Berlin N.W., Oldenburger Str. 30.
Rud. Roesler, Ingenieur, Charlottenburg, Uhlandstr. 193.
Franz Schenk, Ingenieur, Elbing, Schleusendamm 12.
Paul A. A. Schulz, Ingenieur, Leipzig 13 (Schließfach).
Oswald Wünsch, Ingenieur, Göppingen, Württemberg.

Bremer Bezirksverein.

Eug. Meßner, Ingenieur, Würzburg, Sieboldstr. 13.

Breslauer Bezirksverein.

Hans Kellner, Ingenieur, Mariendorf bei Berlin, Dorfstr. 27 a.
Th. Marquart, Ingenieur, Dresden-Striesen, Tzschimmer Str. 19.
Max Müller, Ingenieur, Berlin N., Wöhlertstr. 21.
M. G. Schott, Fabrikbesitzer, Halensee bei Berlin, Kurfürstendamm 114.
Paul Weinert, Ingenieur, München, Müllerstr. 46.

Dresdener Bezirksverein.

Carl Groß, i/Fa. Carl Groß, Dresden, Marienstr. 16.
Paul Kruth, Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Wiesenstr. 3.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Ernst His, Dipl.-Ing., Basel, Steinenring 45.
Jakob Ruf, Ingenieur, Société Laitière Maggi, Méru, Oise, Frankreich.
Franz Theis, Ingenieur des Deutsch-Luxemburg. Bergw.- u. Hütten-Akt.-Ver., Differdingen, Luxemburg.

Emscher Bezirksverein.

M. Kroll, Ingenieur beim Essener Bergwerksverein »König Wilhelm«, Borbeck.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Peter Blumrath, Betriebsingenieur, Eygelshoven, Prov. Holl. Limburg.
Franz Einberger, Ingenieur bei der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, Wiesbaden.
Oskar Groß, i/Fa. Groß & Sohn, Zentralheizungen, Nürnberg, Sulzbacher Str. 24.
J. K. Meyer, Ingenieur, Reinickendorf-W., Eichbornstr. 15.
Willy Seiler, Eisenbahnbetriebsinspektor bei den Meckl.-Pom. Schmalspurbahnen, Friedland i/Mecklenburg.
Wilh. Wolf, Oberingenieur bei der Maschinenfabrik u. Eisengießerei von Gebr. Meer, M.-Gladbach.

Frankfurter Bezirksverein.

Ernst Wachtel, Ingenieur, Direktor bei Merrem & Knötgen G. m. b. H., Wittlich, Moselbahn.

Hamburger Bezirksverein.

Paul Frech, Ingenieur, Hamburg-Billwärder, Neuedeich 97.
H. Maihak, Ingenieur, Hamburg, Grevenweg 57.
Ad. Stehr, Ingenieur, Wilhelmshaven, Marientaler Str. 23.

Hannoverscher Bezirksverein.

Fritz Gravius, Dipl.-Ing. bei Henschel & Sohn, Cassel. *Hs.*
Otto Herzog, Dipl.-Ing. beim Eisenwerk Wülfel, Hannover-Hainholz, Schulenburger Landstr. 19. *B.*
Carl Meinicke, kgl Bergrat, Zellerfeld, Harz.
H. Mestwerdt, Reg.-Baumeister bei der kgl. Eisenbahndirektion, St. Johann a/Saar.
Rob. Uhde, Oberingenieur, Sangerhausen, Pfingstgrabenstr. 10. *P./S.*

Hessischer Bezirksverein.

Alb. B. Helbig, Vizepräsident, p. Adr. Herrn Fellner & Ziegler, Frankfurt a/M.-Bockenheim.

Kölner Bezirksverein.

Peter Jos. Kamp, Ingenieur, Köln a/Rh, Vor den Siebenburgen 39.
Jos. Roßmeisl, Ingenieur der Maschinen- und Waggonfabriks-A.-G., Wien III, Hauptstr. 33. *Mh.*
Dr. Alfr. Schander, Azucarera de Alagón, Prov. Zaragoza, Spanien.
Walther Ziehm, Oberingenieur der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G., Frankfurt a/M., Höchster Str. 45.
Carl Zimmer, Ingenieur, Mülheim a/Rhein, Bahnstr. 22.
Hans Zweiffel, dipl. Ingenieur, Prokurist der Firma Mayer & Co., Köln a/Rhein, Lindenstr. 32.

Lenne-Bezirksverein.

Aug. Hummel, Oberingenieur der Baroper Maschinenbau-A.-G., Barop.

Märkischer Bezirksverein.

Johannes Burckhardt, Ingenieur, Meerane, Sachsen.

Mannheimer Bezirksverein.

Osw. Dieter, Ingenieur, Budapest, Dembinski ut 45.
Karl Frank, Ingenieur-Praktikant, Konstanz, Tägermoosstr. 8.
Carl Irresberger, Betriebsdirektor der Friedrich-Wilhelmshütte, Mülheim a/Ruhr.
Otto Weiland, Ingenieur, Neustadt a/Haardt, Böhlstr. 72.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Herm. Flieger, Ingenieur, Gelsenkirchen.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Karl Keller, Ingenieur, Leipzig-Gohlis, Lothringer Str. 59.
Carl Osann, Dipl.-Ing. bei den Oberschlesischen Kesselwerken vorm. B. Meyer G. m. b. H., Danzig, Holzmarkt 5. *Brs.*

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Eug. Böhringer, Ingenieur der Maximilianshütte, Rosenberg, Bayern.
Leopold Goldschmidt, Ingenieur, p. Adr. Gebr. Körting A.-G., Dresden, Prager Str. 49.
Jos. Halble, Ingenieur, Augsburg, Gögginger Str. 34.
Ludw. Heinemeyer, Oberingenieur, Vorstand der Allg. Elektr.-Ges., Metz.
Herm. Sorg, Ingenieur, St. Johann a/Saar, Dudweilerstr. *B./L.*
Victor Wittenmeier, Ingenieur, Bernburg, Am Werder 17.

Posener Bezirksverein.

Lothar Koennecke, Ingenieur, p. Adr. Herrn Gutsbesitzer Goertz, Kaemmersdorf bei Gr. Gemmern, Kr. Osterode i/Ostpr.

Ruhr-Bezirksverein.

Walter Giesen, Ingenieur der Märkischen Maschinenbaugesellschaft, Wetter a/Ruhr.
Emil Spies, Oberingenieur und Prokurist der Duisburger Maschinenbau-A.-G., Duisburg.
Alfr. Vollert, Ingenieur, Danzig, Breitegasse 122.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein.

G. Hagemann, Ingenieur, Chemnitz, Kaiserstr. 44.

Sächsischer Bezirksverein.

H. Brinkmann, Ingenieur, Zwickau i/S., Bahnhofstr. 12.
Georg Delvendahl, Ingenieur bei den städt. Gas-, Elektrizitäts- und Wasserwerken, Köln, Rosenstr. 30.
Léon J. Frey jun., Ingenieur, Gebweiler i/E.
Wilh. Schmidt, Ingenieur, staatlich geprüfter Bauführer, Leipzig-Plagwitz, Naumburger Str. 40.

Siegener Bezirksverein.

Paul Zirzow, Ingenieur, Berlin N.W., Hannoversche Str. 11.

Thüringer Bezirksverein.

Karl Aßhauer, Ingenieur, Berlin N.W., Alt Moabit 45.

Unterweser-Bezirksverein.

Hugo Busse, Dipl.-Ing. bei der A.-G. Joh. C. Tecklenborg, Bremerhaven. *Hb. U/W.*

Westfälischer Bezirksverein.

Regnier Eickworth, Oberingenieur bei Poetter & Co. A.-G., Dortmund. *Bch. Nrh.*
Rich. Kaiser, Professor, Direktor der kgl. vereinigten Maschinenbauschulen, Dortmund.
August Mirbach, Zivilingenieur, Duisburg, Sonnenwall 74.

Westpreußischer Bezirksverein.

Hans Heinen, Ingenieur bei J. W. Klawitter, Schiffswerft, Danzig.

Württembergischer Bezirksverein.

Pietro Balasso, Ingenieur, Costruzioni Meccaniche, Saronno bei Mailand.
Willy Cox, Ingenieur, Hannover, Langensalzastr. 23.
Max Göhner, Ingenieur, Hamburg, Lohmühlenstr. 22.
Johannes Haug, Ingenieur, Leipzig, Sebastian Bachstr. 36.
Otto Hochstetter, Ingenieur, Zuffenhausen bei Stuttgart.
Eug. Kreß, Ingenieur, Berlin W., Jägerstr. 9.
Ekhardt Luft, Ingenieur, Braunschweig, Maschstr. 10.
Carl Mayer, Ingenieur, Stuttgart, Waldeckstr. 10.
Hugo Müller, Betriebsingenieur der Maschinenfabrik Weingarten, Weingarten, Württemberg.
Ferd. Schumayer, kgl. Reg.-Bauführer, Bauassistent bei der kgl. Eisenbahnbetriebsinspektion II, Konitz, Westpr.
Conr. Taucher, Techniker und Prokurist bei Paul Stotz, Stuttgart, Landhausstr. 47.
F. Tscheulin, Ingenieur, Aalen, Württemberg.
Rud. Weißenburger, Technischer Leiter der »Orlvit« A.-G., Köln-Braunsfeld. *K.*

Keinem Bezirksverein angehörend

Fritz Abelt, Ingenieur der Jünkerather Gewerkschaft, Jünkerath, Eifel.
Hugo Beth, Ingenieur, c/o. Norton Emery Wheel Co., Worcester, Mass., U. S. A.
Ernst Böttcher, Ingenieur, Dresden-N., Lößnitzstr. 22.
Otto Busse, kgl. Eisenbahndirektor, Kopenhagen V, Frydendalsvej 10.
Karl Deesz, Ingenieur, Köln a/Rhein, Teutoburger Str. 2.
Fritz Diesfeld, Ingen., Betriebschef bei J. Banning A.-G, Hamm i/W.
Sven S. Ekman, Siarö Angf. Östanå III, Stockholm.
Friedrich Ewig, Ingenieur bei O. Frühling, Braunschweig, Husarenstr. 16 b.
Jos. Fortmann, Ingenieur, Hannover, Emilienstr. 15.
Wilhelm Fuchs, Ingenieur, Köln-Ehrenfeld, Venloer Str. 191.
Hans Gaudy, Mech.-Eng., c/o. Canadian Pacific Railway Comp, Augus Shops, Mech.-Dept., Montreal, Canada.
August Goepfert, Techniker, Berlin O., Kronprinzenstr. 5.
Adolf Hagen, Ing., p. Adr. Herrn Fritz Müller, Werl, Kr. Soest i/W.
Karl Haun, Ingenieur, Dortmund, Silberstr. 38.
E. F. Heyen, Ingenieur, Tegel bei Berlin, Schlieperstr. 65.
E. Hopmann, Dipl.-Ing., Mülheim a/Ruhr, Arndtstr. 43.
Otto Jäger, Maschinenfabrikant, Quedlinburg.
Gottdank Kothny, Ingenieur, c/o. A. S. Cameron Steam Pump Works, 433 East 23nd Str., New York.
Johannes Leiße, Ingenieur, Essen a/Ruhr, Henriettenstr. 17.
Francesco Lettri, Maschinentechniker, Bendlikon bei Zürich.
Rudolf Němeček, Ingenieur bei Th. Schultz & L. Goebel, Wien VIII, Josefstädter Str. 57.
Otto Osewald, Ingenieur bei Ed. Laeis & Co., Trier.
A. Pfau-Riedel, Ingenieur, Chief of hydr. Turb. Dept. c/o. Allis Chalmers Co., Milwaukee, Wisc., U. S. A.
Rudolf Pietsch, Ingenieur, Mitinhaber der Firma R. Pietsch & C. M. Nötzl, Wien VIII, Albertgasse 57.
Carl Roth, Ingenieur, i/Fa. Melms & Pfenninger G. m. b. H., München-Hirschau.
Ernst Schmidt, Reg.-Baumeister a. D., Direktor der Comp. General de Tranvias, Barcelona, Calle Cortes 539acc.
Friedebert Schmidt, Maschineningenieur, 1254 Madison Ave., Indianapolis, Ind., U. S. A.
Otto H. Schmitz, Dipl.-Ing. bei Fried. Krupp A.-G., Essen a/Ruhr.
Otto J. Schulz, Ingenieur bei der Petroleum-Raffinerie, Pardubitz, Böhmen.
Anton Spazier, Ingenieur bei F. Ringhoffer, Prag-Smichow.
Otto Streuber, Dipl.-Ing. bei Escher, Wyß & Co., Zürich, Auf der Mauer 21.
Hermann Sturm, Dipl.-Ing. bei der Prager Maschinenbau-A.-G. vorm. Ruston & Co., Prag-Lieben.
Ew. Troost, Ingenieur, Elberfeld, Sandstr. 2.
Alfred Ullrich, Ingenieur, Paris, 96 Av. de la Republique.
A. Volker, Ingenieur, 16 Rochestergardens, Hydepark, London W.
Albert Wagner, Betriebsingenieur, Füssen, Bayern.
Carl Wasserberger, Ingenieur, Wien VIII, Langegasse 14.
Alb. Wedekind, Dipl.-Ing., Hannover, Welfenstr. 6.

Oesterreichischer Verband von Mitgliedern.

Adolf Reichert, Ingenieur, Konstrukteur der Maschinenfabriks-A.-G. »Vulcan«, Wien XVIII, Wallriesstr. 101.

Verstorben.

C. F. Benneder, kgl. Eisenbahn-Bauinspektor, Stuttgart. *Wbg.*
E. Blumenthal, Oberingenieur und Fabrikdirektor, Hamburg, Hofweg 31. *B.*
Karl Gelbert, Ingenieur des Eisenwerkes Kaiserslautern, Kaiserslautern. *P./S.*
Gust. Hannesen, Ingenieur bei Thyssen & Co., Mülheim a/Ruhr, Sandstr. 63. *R.*
Emil Himmelspach, Bergwerksdirektor, Bensberg bei Köln a/Rh. *K.*
Wilh. Pieper, Städt. Baumeister a. D., Hannover, Kokenstr. 1. *H.*

Neue Mitglieder.

Aachener Bezirksverein.

K. Schoppe, Ing. beim Dampfkessel-Ueberwachungs-Verein, Aachen.

Berliner Bezirksverein.

Wieslaw von Chrzanowski, Dipl.-Ing., Assistent an der Techn. Hochschule, Charlottenburg, Goethestr. 68.
Wilhelm Lotz, Dipl.-Ing., Assistent an der Technischen Hochschule, Charlottenburg, Wallstr. 32.

Bochumer Bezirksverein.

Jul. Lauten, Zivilingenieur, Herne.

Rheingau-Bezirksverein.

Carl Friedr. Marotzky, Direktor des Elektrizitätswerkes, Bingen.

Ruhr-Bezirksverein.

Ferd. Guth, Ingenieur bei Thyssen & Co., Mülheim a/Ruhr, Eppinghofer Str. 134.

Siegener Bezirksverein.

Gustav Lodemann, Reg.-Baumeister, Siegen i/W., Sandstr. 35.

Westfälischer Bezirksverein.

Heinrich Jucho, Ingenieur, i/Fa. C. H. Jucho, Dortmund.

Württembergischer Bezirksverein.

Paul Wigand, Direktor der Stuttgarter Zementfabrik, Schelklingen bei Blaubeuren i/Württemberg.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Karl Eipeldauer, Oberingenieur, Prokurist der Brigittenauer Maschinenfabriks Commandit-Gesellschaft, Wien XX, Sachsenplatz 6.
Otto A. Estenfeld, Maschineningenieur, c/o. Pennsylvania Railroad Company, Altoona Pa., 1521 Tenth Street.
Walter Franck, Dipl.-Ing., Groß-Lichterfelde-West, Geibelstr. 7.
Hermann Güthing, Ingenieur, Elserfeld i/W., Bahnhofstr.
Karl Lorenz, Ingenieur, Wien XIX, Sommergasse 2.
Fritz Neuroth, Ingenieur, Charlottenburg, Wallstr. 100.
Walter Pfleiderer, Direktor, c/o. Werner Pfleiderer & Perkins Ld. Westwood Works, Peterboro, England.
Joseph Stephan, Dipl.-Ing., Kulmbach, Kressenstein 13.
Heinrich Werth, Inhaber der Firma Heinrich Werth, Dortmund, Alexanderstr. 2.
O. Wolff, Dipl.-Ing. bei Ehrhardt & Sehmer, St. Johann a/Saar, Futterstr. 12.

Gesamtzahl der ordentlichen Mitglieder 19757.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 31. **Sonnabend, den 5. August 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 10)

Elektrisch betriebener Werft-Drehkran,

ausgeführt von der Maschinenfabrik J. von Petravič & Co., Wien.

(hierzu Tafel 10)

Der nachstehend beschriebene Werft-Drehkran, Taf. 10 und Textfig. 1, der gegenüber den bisher bekannt gewordenen Turmkranen[1]) manche neuen Züge aufweist, ist für die Dampfschiffahrts-Gesellschaft des Oesterreichischen Lloyds ausgeführt.

Die Eisenkonstruktion wurde von der Firma Ig. Gridl, Wien, die elektrische Ausrüstung von der Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Wien, geliefert. Der Gesamtentwurf sowie die Ausführung aller übrigen Teile stammen von der Maschinenfabrik J. von Petravič & Co., Wien.

Fig. 1.

Die Hauptdaten des Kranes sind die folgenden:

Höhe von Oberkante der Ufermauer bis Oberkante der Laufschiene 33270 mm,

[1]) Vergl. Z. 1899 S. 1481; 1900 S. 430; 1901 S. 1507, 1559; 1902 S. 1107.

größte Nutzlast der großen Katze am Hebelarm von 17 500 mm des kürzeren Auslegers 120 t (Probelast 170 t),

größte Nutzlast der kleinen Katze am Hebelarm von 28 500 mm des längeren Auslegers 35 t (Probelast 50 t).

Die sonstigen Abmessungen sind aus Fig. 2 S. 1263 ersichtlich.

Die in Betracht kommenden Gewichte sind:

große Katze samt Hakengeschirr	46 000 kg
kleine » » »	14 000 »
Ballastwagen samt Ballast	50 000 »
Kransäule mit Ausleger und Oberteil des Drehwerkes	190 000 »

Fig. 3 bis 5. Unterer Teil des Stützgerüstes.

Schnitt *a-b*.

Das aus 4 durch Gitterwerk verbundenen Streben bestehende Stützgerüst nimmt das Kippmoment im oberen Rollenlager durch 4 Doppelrollen *n* (s. Tafel 10) auf, wovon 2 in einem dem Ausleger entsprechenden Durchmesser und 2 wegen des Winddruckes senkrecht dazu angeordnet sind. Im unteren Halslager *h* wird der Seitenschub durch einen schweren Unterteil *u* aus Stahlguß auf die die 4 Eckpunkte des Stützgerüstes verbindenden Diagonalträger *D*, Fig. 3 bis 5, übertragen. Der gesamte senkrechte Druck, vom Eigengewicht und von der Last herrührend, wird ebenfalls durch diese Träger auf die 4 Eckpunkte übertragen, so daß der Kran in sich standfest ist und der Unterbau frei von Zugspannungen bleibt. Das ist insbesondre auch wegen der häufigen und heftigen Stürme im Triester Hafen sehr wünschenswert. Die Vorschriften über die Standfestigkeit verlangten, daß der Kran noch bei einem Winddruck von 100 kg/qm betriebsfähig und bei 300 kg/qm genügend standsicher sein müsse.

Die mit dem Betonblock ein Stück bildende Eisenkonstruktion des Unterbaues ist in Fig. 6 anschaulich dargestellt. Zu dieser in jedem Falle empfehlenswerten Bauart mußte schon deshalb gegriffen werden, weil nur eine geringe Tiefe der Bausohle zur Verfügung stand, indem das alte Fundament eines außer Betrieb gesetzten Scherenkranes mitbenutzt werden mußte. Die eigentlichen Gründungskosten sind deshalb auch verhältnismäßig sehr gering ausgefallen. Fundamentanker sind überhaupt nicht zur Verwendung gekommen. Bevor man den Kran aufstellte, wurde die Bausohle einer genauen Prüfung unterzogen. Die vorhandenen Grundpfähle aus Istrianer Zerreiche, die sehr lang im Erdreich gesessen hatten, waren in gutem Zustande; sie wurden nur durch rd. 320 Stück neue Pfähle von 7,9 m Länge ergänzt.

Von der Erwägung ausgehend, daß eine einzige Katze für alle möglichen Lasten bis 120 t zu schwerfällig und unwirtschaftlich arbeite, hat man auf dem längeren Ausleger eine zweite Katze für leichtere Lasten bis 35 t angeordnet. Wollte man diese auch als Gegengewicht benutzen, so müßte sie unter der Annahme, daß das Kippmoment bei der größten Last von 120 t und der größten Ausladung von 17,5 m gleich demjenigen der leeren Katze bei kleinster Ausladung von 7 m wäre, rd. 56 t schwer sein. Sie hätte, da ihr Eigengewicht nur etwa 14 t beträgt, demnach stets einen toten Ballast von 42 t mitzuschleppen, was um so unzweckmäßiger wäre, als die kleine Katze häufiger als die große benutzt wird.

Diese Erwägung führte zu folgender Ausführung[1]): Auf der für die kleine Katze bestimmten Auslegerseite fährt auch ein Ballastwagen, der von der Katze nach außen geschleppt und nach innen gestoßen werden kann. Die kleine Katze im Verein mit diesem Ballastwagen dient als Gegengewicht für die auf dem andern Ausleger arbeitende große Katze. In gleicher Weise gibt aber auch die ausgefahrene große Katze das Gegengewicht für die arbeitende kleine ab. Dabei sind, um dem Kranführer die Möglichkeit zur Ausführung falscher Bewegungen zu nehmen, die Fahr-

[1]) D. R. P. 152 376.

Fig. 2.

schalter so eingerichtet, daß der Handhebel des Hubschalters für die große Katze erst freigegeben wird, wenn die kleine Katze mit dem Ballastwagen ganz ausgefahren ist; umgekehrt kann der Handhebel des Hubschalters für die kleine Katze erst aus seiner Nulllage gebracht werden, wenn die große Katze ganz draußen steht. Die gegenseitige Ausbalanzierung der beiden Katzen wirkt nicht nur sehr günstig in bezug auf die Beanspruchung des Stützgerüstes und

um einen Zapfen Z, Fig. 7 und 8, zu pendeln, während die Lagerzapfen Z_1 sich mit einer Zylinderfläche Z_2 an das Stützlager S anlegen, so daß, auch wenn der Kran schief steht, beide Rollen gleichmäßig anliegen und beansprucht werden. Der untere Seitendruck wird in einem Halslager h, Fig. 9, von 450 mm Dmr. aufgenommen. Auf die Herstellung des Spurlagers wurde ganz besondre Sorgfalt verwendet. Die 39 ganz in Oel laufenden Kegelrollen k von 140 mm

Fig. 6. Eiserner Unterbau.

des zwischen Rollen- und Halslager liegenden Teiles des Kranfußes, sondern auch in weiterer Folge auf das zum Schwenken des Kranes erforderliche Drehmoment.

Das Drehwerk.

Die 4 bereits erwähnten Rollenpaare der oberen Stützlagerung haben 900 mm Dmr. und jedes davon vermag

mittlerem Durchmesser sind aus naturhartem Manganstahl geschmiedet, um den bei gehärteten Rollen vorkommenden, nicht leicht feststellbaren Materialfehlern, die gerade hier sehr gefährlich werden könnten, zu entgehen. Sie sind in 2 Flacheisenringen f, deren Abstand an 4 Stellen gesichert ist, gefaßt. Die Laufflächen am Ober- und Unterteil wurden genau nach Schablonen gedreht und die Kegelrollen in einem

Fig. 7 und 8.

Rollenpaar der oberen Stützlagerung.

Fig. 9.

Halslager und Antrieb zum Drehen.

eigens hergestellten gußeisernen Kaliber auf Genauigkeit geprüft.

Das Stützgerüst sitzt fest verbunden mit dem Stahlgußkörper *a* auf der Bolzenschneide *b*, die den Druck durch den als Zahnrad ausgebildeten Stützkörper *o* auf die Laufrollen überträgt; Fig. 9. Der Bock, in dem die Antriebräder gelagert sind, ist fest mit dem Unterteil *u* verschraubt. Die Räder sind bis auf das letzte frei fliegend auf ihren Achsen angeordnet.

Der Schwenkmotor von 25 PS bei 550 Uml./min dreht mittels eines Schneckengetriebes und eines dreifachen Vorgeleges den Kran mit einer rechnungsmäßigen Geschwindigkeit von 0,12 Uml./min, so daß zu einer vollen Umdrehung rd. 8 Minuten erforderlich wären. Tatsächlich geht aber die Schwenkung auch bei voller Last bedeutend rascher vor sich, da die auftretenden Reibungswiderstände kleiner sind als die errechneten. Ist der Kran außer Betrieb, so bringt der Kranführer mit dem Handrade *A* das erste Vorgelege außer Eingriff, und der Kran stellt sich dann wie eine Wetterfahne schon bei mäßigem Wind in die Windrichtung.

Die kleine Katze mit Ballastwagen und Kupplung.

Die kleine Katze, Fig. 10 bis 12, ist für eine größte Last von 35 t bestimmt. Die Getriebe sind für 2 Geschwindigkeiten eingerichtet, und zwar werden Lasten bis 10 t mit 8 m/min, solche von 10 bis 35 t mit rd. 3 m/min gehoben. Die Last hängt an 4 tragenden Seilsträngen. Je ein Ende wickelt sich rechts- bezw. linksgängig auf eine gußeiserne, zur Fahrrichtung parallel stehende Trommel *T* von 700 mm Dmr. auf, die in der Mitte das Antriebrad trägt. Die kleine Ausgleichrolle *R* hängt beweglich in einer Schwinge *S* an 2 Gabelstangen *G*. Das Seil hat 32 mm Dmr. und rd. 50000 kg Bruchfestigkeit, so daß die Sicherheit gegen Seilbruch reichlich fünffach ist. Die Trommel sitzt lose auf ihrer im Katzengestell festliegenden Achse, und jede Hälfte hat 35 Windungen, die für eine Seilaufwicklung von 70 m oder einen Hub von 35 m ausreichen. Der Antriebmotor leistet 35 PS bei 340 Uml./min, und die Hubgeschwindigkeit berechnet sich zu 3,1 bezw. 7,5 m/min.

Der Lasthaken, Fig. 13 und 14, ist allseitig drehbar aufgehängt. Das Querhaupt *O*, auf dem er in einem Kugellager ruht, ist in einem schmiedeisernen Bügel *B* gelagert, der die Gußschilde *G* umfaßt. Diese bilden einerseits einen Schutz für die Seile, anderseits ist in ihnen die Rollenachse *A* gelagert.

Die Wechselgetriebe für die beiden Geschwindigkeiten werden vom Führerhäuschen aus (s. weiter unten Fig. 22 bis 24) durch Drehen einer stehenden Welle *w* umgeschaltet, die eine Rolle *R* trägt, über welche ein Seil geschlungen ist. Die Enden des Seiles sind an 2 aus Tafel 10 ersichtlichen nebeneinander liegenden Spannschrauben *S* am Ausleger festgelegt. Das Seil läuft von der einen Spannschraube über die Rollen 1, 2, 3, 4, 5, Fig. 10, von denen 1, 3 und 5 doppelt ausgeführt sind, Fig. 12, die Rolle *R* über dem Führerhaus und die Rollen 5, 3 und 1 zur zweiten Spannschraube.

Fig. 13 und 14. Lasthaken.

Fig. 10 bis 12. Kleine Laufkatze.

Fig. 10.

Fig. 12.

Fig. 11.

doch im einzelnen neu, worauf hier indes nicht näher eingegangen werden soll.

Der Katzenfahrmotor von 10 PS bei 1000 Uml.-min treibt mittels einer zweigängiger Schnecke das 40 zähnige Schneckenrad an, das auf der durchgehenden Schneckenradwelle W_1, Fig. 11, sitzt, und diese mit einer Stirnradübersetzung die beiden lose auf den Achsen sitzenden Laufräder von 550 mm Dmr. Die rückwärtigen Laufräder werden von den vorderen durch Gallsche Ketten mitgenommen, um genügend Adhäsionsgewicht zum Verfahren des Ballastwagens zur Verfügung zu haben, wenn die Katze leer läuft. Die Bremse B_1 sitzt unmittelbar auf der Motor-Kupplungshälfte und wird durch einen Bremselektromagneten E_1 angestellt. Die Fahrgeschwindigkeit berechnet sich zu rd. 20 m/min. Bei einem Zapfenreibungs-Koeffizienten $\mu = 0,1$ und dem Koeffizienten der rollenden Reibung $f = 0,05$ cm ergibt sich der Fahrwiderstand der Katze mit 35 t angehängter Last zu rd. 850 kg, entsprechend 17 kg/t, und beim Verfahren der leeren Katze samt Ballastwagen zu rd. 1060 kg, entsprechend 16,6 kg/t.

Die Nutzleistungen wären also, eine gleichbleibende Fahrgeschwindigkeit von 20 m/min vorausgesetzt, rd. 3,8 PS und 4,7 PS. Der Motor ist hierfür sehr reichlich bemessen. Befände sich der Ballast auf der Katze selbst, so wären, wie eingangs erwähnt, 56 t darauf unterzubringen. Bei einem Fahrwiderstand von im Mittel 16,5 kg/t ergäbe sich die Nutzleistung, wenn wieder die größte Nutzlast von 35 t zu verfahren ist, zu rd. 6,67 PS und unter der Annahme eines Wirkungsgrades von 0,5 (in beiden Fällen) ein Unterschied zugunsten der Anordnung mit getrenntem Ballastwagen von $5^3/_4$ PS.

Die Art und Weise der Kupplung und Entkupplung des Ballastwagens ist aus Fig. 15 und 16 ersichtlich. In den Fahrbahnträgern ist die Welle B gelagert. Sie trägt an beiden Enden die Riegelhebel C, die den ausgekuppelten Ballastwagen (punktierte Lage in Fig. 15) gegen Verschiebung durch Wind sichern, indem sie sich gegen die Stücke F legen, weiter den Auslöshebel D, den Hebel J, an welchem das Zugseil Z befestigt ist, und den Gewichthebel E. Der Schnurzug geht über Rollen zum Führerhäuschen und endigt dort in eine Stange k mit Handgriff, Fig. 22 und 23, der unter Ueberwindung des Gegengewichtes G heruntergezogen wird, sobald gekuppelt werden soll. Beim Freigeben des Schnurzuges zieht das Gegengewicht den Auslöshebel D gegen den Fortsatz des Riegels R am Ballastwagen und hebt ihn aus der Oese O. Beim Zurückfahren schiebt die Katze den Ballastwagen mit den Puffern H vor sich her, und die Wagen werden selbsttätig entkuppelt, wenn der Riegel R des Ballastwagens an den aufgestellten Auslöshebel D anstößt.

Durch Drehen der Achse w im Führerhäuschen wird die am Hebel h, Fig. 10, befestigte Rolle 3 gehoben oder gesenkt und das kleine bezw. das große Vorgelegerad eingerückt. Beim Verfahren der Katze laufen die Rollen über das feststehende Seil und suchen es in ihrem Drehsinne mitzunehmen. Um dies zu verhindern, ist die Achse w in den beiden Ausschlagstellungen feststellbar gemacht, indem der aufgekeilte Hebel h in die Nuten n des Segmentes v, Fig. 24, eingelegt werden kann. Außer der auf der Motor-Kupplungshälfte B_1, Fig. 11, sitzenden Bremse, deren Anstellgewicht durch einen Bremselektromagneten E in bekannter Weise beeinflußt wird, ist noch eine Lastdruckbremse L auf der ersten Vorgelegewelle eingebaut. Ihre Konstruktion ist, wenn sie sich auch auf den bekannten Westonschen Grundgedanken stützt,

Fig. 15 und 16.

Vorrichtung zum Kuppeln von Ballastwagen und Laufkatze.

Schnitt c-d.

Schnitt a-b.

Fig. 17 bis 19.

Die große Katze,
Fig. 17 bis 19.

Die Last im Betrage bis zu 120 t (170 t bei der Abnahmeprobe) hängt an 8 Seilsträngen von je 50 mm Dmr. und rd. 100 t Bruchfestigkeit. Die Enden des Seiles sind an den beiden Trommeln an zwei einander diametral gegenüberliegenden Punkten befestigt und werden in entgegengesetztem Drehsinn aufgewickelt. Die mittlere der drei Rollen der Oberflasche r_2, ist eine Ausgleichrolle. Die Unterflasche, Fig. 20 und 21, hat 4 lose Rollen. Der Lasthaken ruht auf einem doppelten Kugelkranz und hat infolge des Schneidenlagers eine ziemlich bedeutende seitliche Beweglichkeit. Das Seil läuft (vergl. Fig. 17 bis 21) von Trommel I vorn über Rolle 1, r_1, 2, r_2, 3, r_3, 4 von rückwärts auf Trommel II; außerdem sind am Katzengestell 2 Seilführrollen R wegen der durch den entgegengesetzten Wicklungssinn der Trommeln bedingten Schrägstellung der Unterflasche angebracht. Die Achsen der Seiltrommeln liegen parallel zur Fahrtrichtung, um Raum für die große Trommellänge zu finden. Jede von ihnen hat viermal den Hub von 37,5 m = 150 m Seil aufzunehmen.

Jede der Trommeln wird für sich durch einen Motor von 19 PS bei 600 Uml./min angetrieben, der durch Schnecke, Schneckenrad und dreifaches Vorgelege auf die mit dem Antriebrad verschraubte, lose auf der Welle sitzende Trommel arbeitet. Die Hubgeschwindigkeit berechnet sich zu 0,55 m/min. Die beiden Hubschneckenräder sind durch das Zahnräderpaar zz_1 miteinander gekuppelt; doch hat sich diese Vorsicht im Betrieb als unbegründet erwiesen, da das Seil infolge der Verschiedenheit in den Umlaufzahlen der Motoren innerhalb des täglichen Betriebes nur um den Bruchteil einer Windung wandert, was jederzeit leicht beseitigt werden kann. Es sind zwei Bremsen vorgesehen, und zwar eine von einem Bremselektromagneten betätigte Stoppbremse und eine Lamellen-Lastdruckbremse bekannter Bauart.

Die vier Laufräderpaare der Katze von je 800 mm Dmr. sind, um die Last gleichmäßiger zu verteilen, in je 2 Schwingen S gelagert, die in die Wangen des Katzengestelles drehbar eingelassen sind und die ganze Belastung aufnehmen. Die Antriebachse a, Fig. 18, jeder Seite läuft in den ausgebüchsten Schwingen S und trägt das aufgekeilte Antriebrad A, das in die mit den Laufrädern zusammengegossenen beiderseitigen Zahnkränze B eingreift. Diese Konstruktion sichert bei geringer Baubreite eine sichere und zentrische Uebertragung der Last auf die 8 Räder. Der Fahrmotor von 25 PS bei 550 Uml./min treibt durch Schnecke und Schneckenrad mit durchgehender Welle W und doppelt ausgeführtem zweifachem Vorgelege ein Laufräderpaar mit einer rechnungsmäßigen Fahrgeschwindigkeit von 8,5 m/min an. Die Fahrbremse p sitzt auf der Motor-Kupplungshälfte und wird durch einen Lüftelektromagneten E betätigt.

Fig. 20 und 21. Unterflasche.

Auf die Schmierung der Lamellenbremsen und Schnecken ist ganz besondre Sorgfalt verwendet. Aus einem auf der Katze stehenden Oelbehälter wird das Oel mit einer kleinen Kreiselpumpe, die von einem der Hubmotoren angetrieben wird, in den unter dem Wellblechdach der Katze befind-

Die große Laufkatze.

lichen Behälter gedrückt. Von hier wird es in die Schneckenkasten verteilt, aus denen es wieder in den Behälter zurückläuft, so daß ein ununterbrochener Kreislauf stattfindet.

Das Führerhäuschen.

Das Führerhäuschen, Fig. 22 bis 24, ist in der Mitte des Auslegers über dem Spurlager angeordnet und durch eine bequeme Stiege erreichbar. Es gewährt einen guten Ausblick nach unten auf die zu hebenden Lasten. Wie aus dem Grundriß, Fig. 24, ersichtlich, stehen links die beiden Steuerschalter für die große Katze, rechts jene für die kleine Katze und an der Rückwand der Schalter für das Drehwerk. Letzterer wird durch 2 Handhebel h_1 betätigt, so daß der Führer von jedem seiner beiden Standplätze (entsprechend der gerade arbeitenden Katze) auch das Schwenken des Kranes einleiten kann. Wie bereits erwähnt, wird die Hubgeschwindigkeit der kleinen Katze von der stehenden Welle w aus umgestellt und mittels des Schnurzuges K die Katze mit dem Ballastwagen gekuppelt. Der Zweck der Verbindung des Fahrschalters der großen Katze mit dem Hubschalter der kleinen, sowie umgekehrt des Fahrschalters der kleinen Katze mit dem Hubschalter der großen ist ebenfalls schon klargelegt. Ein über Rollen geführtes, am Ende des Auslegers befestigtes Seil S, s. Tafel 10, trägt an passender Stelle eine Nuß, die von einer am Katzengestell befestigten Gabel mitgenommen wird und das Seil mitzieht. Am andern Seilende ist eine unten abgeschrägte Stange D befestigt, die in einem knapp unter dem Schalter stehenden Rohre F lose geführt ist. Der Schalthebel h_2 ist nach rückwärts verlängert und greift in einen Schlitz des Rohres F. Solange nun die Stange vor dem Schlitze steht, kann der Hebel h_2 nicht in die erste Stromschlußstellung bewegt werden. Erst wenn die Stange D soweit gehoben ist, daß ihr abgeschrägter Teil vor dem Schlitze steht, was eintritt, wenn die Katze ganz ausgefahren ist, wird der Schalthebel h_2 freigegeben. Die Endstellung der Katzen wird dem Führer durch ein von den Stangen D beeinflußtes mechanisches Läutewerk angezeigt, und zwar durch eine zweite, am Seile S befestigte Nuß, die von einer zweiten Gabel an der Katze mitgenommen wird.

Was den elektrischen Teil anbetrifft, so sei erwähnt, daß der vom Kraftwerk gelieferte Gleichstrom von 110 V durch Kabel, das in die aus Taf. 10 ersichtlichen Bohrungen des Fußes verlegt ist, von 6 Schleifkontakten abgenommen und weiter verteilt wird. Die Motoren haben alle Reihenwicklung und sind eingekapselt. Von einer eingehenden Beschreibung kann an dieser Stelle um so mehr abgesehen werden, als eine Veröffentlichung darüber in Heft 12 und 13 Jahrg. 1904 der Zeitschrift für Elektrotechniker, Organ des elektrotechnischen Vereines in Wien, erschienen ist.

Der Kran wurde im März 1903 betriebsfertig übergeben, und es hat sich bis zum heutigen Tage nicht der geringste Anstand daran gezeigt.

Fig. 22 bis 24. Führerhäuschen.

Die Treskow-Brücke zu Oberschöneweide bei Berlin.

Von **Karl Bernhard**, Regierungsbaumeister und Privatdozent in Charlottenburg.

(Schluß von S. 1250)

3) **Die Querverbindungen der Hauptträger.** In den Seitenöffnungen sind, wie in Fig. 33, S. 1249, und 40 dargestellt, die beiden Hauptträger zunächst durch die vollwandigen Querträger verbunden und ausgesteift. Bei der geringen Höhe der Hauptträger dienen die oben liegenden Querträger zugleich als Pfosten zur Uebertragung der Windkräfte auf den unteren Streben-Windverband und sind zu diesem Zweck gegen die Hauptträger-Untergurte durch besondre Endwinkel w, Fig. 40, abgesteift. Aus dem Grundriß, Fig. 4, S. 1144, ist die allgemeine Anordnung der Windstreben zu erkennen. Fig. 33 zeigt ihren Anschluß an den Untergurt sowie die Einzelheiten der gespreizten, aus 2 ⊏-Eisen gebildeten Streben. Von den Punkten 1, 1' (s. Fig. 4) sind die Streben zu dem in der Brückenachse liegenden Windauflager geführt, von den Punkten 11, 11' nach der Mitte der bereits erwähnten Queraussteifung der Lager, welche in Richtung 13, 13' liegen. In der Mittelöffnung ist der Windverband K-förmig; die Punkte 15, 15' sind schief verbunden, und von hier ab sind die Windstreben in der Ebene des Untergurtes gleichfalls in die Mitte des Versteifungsträgers geführt. An dem rechten Brückenende ist der Windverband von den Punkten 1, 1' aus in der Mitte der Endaussteifung 0, 0' mit Blattfeder angeschlossen wegen des Gelenkanschlusses der Schleppträger. Von hier aus ist der Windverband, damit er nicht über die Umrißlinien der Träger heraustritt, zwischen den Schleppträgern bis an den Landpfeiler geführt, wo sich das bereits erwähnte dem in Fig. 29 dargestellten entsprechende besondre Windauflager befindet.

Fig. 40. Brückenquerschnitt in der Seitenöffnung. (Stromseitige Hälfte.)

Fig. 41. Pendelstütze am rechten Ufer.

Fig. 42.

Fig. 43 und 44. Grundplatte.

Fig. 45. Maueranker.

Fig. 46 und 47. Bogenstück in der Mittelöffnung nebst Unteransicht des unteren Bogengurtes.

Fig. 48 und 49. Aufhängung des Zugbandes bei 16.

Fig. 50.

Die über die Fahrbahn sich erhebenden Hauptträger sind, wie in Fig. 52 dargestellt, durch die mit den Querträgern rahmenartig verbundenen Pfosten abgesteift. Nur in dem mittleren Teil ist der Rahmen voll geschlossen. Die obere Queraussteifung ist senkrecht zur Brückenachse angeordnet, und zwar nur zwischen den Punkten 26/26′, 24/25′ und 22/23′. Infolge der Schiefe waren zwei verschiedene hohe Gurtpunkte zu verbinden; deshalb sind die oberen Begrenzungswinkel nicht in einer Wagerechten, sondern in leicht geschwungenen Linien angeordnet, damit die Höhenunterschiede unauffällig ausgeglichen werden können. Entgegen der statischen Berechnung, die der Einfachheit halber einen gelenkartigen Anschluß vorsieht, sind die Aussteifungsriegel durch Ausrundung der unteren Winkeleisen noch bis zum Bogenuntergurt, s. Fig. 52 und Schaubild Fig. 68, hinuntergeführt. Zur Füllung dienen leichte Winkelstreben; der Anschluß ist in gefällig geschwungenen Linien durchgeführt. Um auch noch die durch diese Riegel nicht gefaßten Zwischenpunkte 23, 25′, 26′ und 24′ wirksam an die Aussteifung anzuschließen, sind von der Mitte der Riegel aus leicht aussehende ⊏-Eisen-Streben schräg zu den erwähnten Punkten des Obergurtes geführt. Die photographiche Aufnahme, Fig. 68, zeigt sehr deutlich die gefällig wirkende Anordnung der Versteifung dieser höchstgelegenen Punkte der Hauptträger. Auf eine möglichst leichte und durchsichtige Wirkung dieser ganzen oberen Verstrebung ist besonderer Wert gelegt.

Entsprechend den angreifenden Biegungsmomenten sind die Pfosten unten verbreitert. Das Pfosten und Querträger verbindende Blech ist, s. Fig. 52, durch einen senkrechten Stoß bei aa mit dem Stehblech des Querträger, durch einen wagerechten Stoß bei bb mit dem unteren Stehblech der Pfosten verbunden. Daran schließen sich mit entsprechend ausgeschnittener Begrenzung das Fachwerk der Fußwegkonsole und der Lappen zur Aufhängung des Zugbandes an. Durch schräggeführte Winkel ist das Eckblech in der Mitte versteift. Die übrigen Einzelheiten der Verbindung zwischen Pfosten und Querträgern gehen aus Fig. 52 hinreichend klar hervor.

Die Querträger sind trotz der Schiefe der Brücke wagerecht eingebaut, wie bereits unter III begründet. Die Zugbänder verlaufen parallel zur Höhenlage der Querträger. Diese bereits besprochenen Einzelheiten sind in Fig. 52 dargestellt. Die Obergurte der Querträger verlaufen genau parallel zur Oberfläche des Fahrdammes, und zwar liegen sie stets 160 mm darunter.

Zwischen den Querträgern sind 6 Stränge von Längs-

Fig. 51. Bogenstück im Scheitel.

Fig. 52. Brückenquerschnitt im Scheitel. (Stromseitige Hälfte.)

Fig. 53. Fahrbahnlängsträger.

Fig. 54. Fußweglängsträger.

trägern in 1,18 m Abstand angeordnet, s. Fig. 40 und 52. Sie sind als vollwandige Parallelträger ausgebildet und im einzelnen in Fig. 53 dargestellt. Ihre Oberkante liegt 120 mm unter Oberkante Querträger und verläuft gleichfalls parallel zur Fahrbahnoberfläche. Die Querträger sowohl wie die Längsträger haben ein durchaus normales Gepräge. Am linksseitigen Landpfeiler sind die letzteren auf dem Endquerträger in besondrer Weise gelagert, um die schiefen Anschlüsse zu vermeiden. Der Endquerträger ist nämlich nicht vollwandig, sondern fachwerkartig ausgebildet, und durch dieses Fachwerk sind die Längsträger gesteckt, wie Fig. 29, S. 1247, zeigt. Auf dem Querträger sind die Längsträger derart erhöht, daß sie dem Fußweg und dem Fahrdamm zur Auflagerung dienen.

Die Fahrbahn tragen Belageisen von 120 mm Höhe. Leider weist das Deutsche Normalprofilbuch nur sehr niedrige Belageisen auf, die für Fahrbahnbeläge mit großen Verkehrslasten nicht zweckmäßig sind. Deshalb mußte hier zu dem größten in Deutschland bekannten Belageisen Zuflucht genommen werden, das von der Burbacher Hütte gewalzt wird. Ein noch größeres Profil wäre für Brückenfahrbahnen sehr erwünscht. Diese Belageisen sind nach dem Quergefälle der Brücke beiderseitig mit 1:75 zwischen den äußeren Längsträgern in einer Länge gestreckt, s. Fig. 40,

Fig. 55.

Anschluß des rechten Landpfeilers, stromabwärts gelegene Hälfte.

Fig. 56.

Aufsicht auf die Ausgleichvorrichtungen am rechten Landpfeiler.

Fig. 57.

Schienenauszugvorrichtung.

mittels kleiner, auf den Untergurt genieteter Winkel w aufgelagert, und ihr überstehendes Ende trägt zugleich die Abschlußkonstruktion der Fahrbahn. Ueber den Pendelpfeilern ist gleichfalls ein fachwerkartiger Endquerträger 0, 0′ angeordnet, durch den die Längsträger des letzten Feldes durchgesteckt sind. Die Längsträger der Uferöffnung sind dann als Schleppträger mit Gelenkbolzen angeschlossen. Auf dem Landpfeiler ruhen sie mit den bereits erwähnten Rollenlagern. Also auch hier ist für die Längsträger jeglicher schiefe Anschluß vermieden; überhaupt kommen schiefe Anschlüsse infolge dieser Anordnung außer für die beiden erwähnten Fachwerk-Endquerträger 0, 0′ bei der ganzen Brücke nicht vor.

Neben den Hauptträgern sind in den Seitenöffnungen als äußere Längsträger ⊏-Eisen angeordnet, s. Fig. 40. In den Mittelöffnungen sind die äußeren Längsträger gemäß Fig. 52 und 53, und mittels Klemmplättchen auf die Schenkel der Längsträgerwinkel geschraubt, derart, daß die unteren Schenkel der Belageisen nicht durchbohrt zu werden brauchen. Stets sind 2 Schenkel mittels eines Bolzens angeschlossen. Ursprünglich war beabsichtigt, die Befestigung nur bei jedem zweiten Längsträger in versetzter Weise herzustellen. Es erwies sich jedoch bei der Ausführung, daß ein völlig festes Auflager der Belageisen dadurch noch nicht erreicht wird, weil die Lagerflächen sich nicht gleichmäßig berühren. Deshalb wird die Bemerkung von praktischem Interesse sein, daß nachträglich alle zwischenliegenden Punkte fest verschraubt worden sind, damit durch den Stoß des schweren Straßenverkehrs keine Bewegungen der Belageisen möglich sind. Den Vorzug verdient die Belageisenbauweise nicht bloß wegen des geringen Eigen-

gewichts der Fahrbahn, sondern auch deshalb, weil die Betonmassen leichter vom Wasser frei bleiben, was bei den Buckelplatten selbst mit dem üblichen Loch an der tiefsten Stelle nicht sicher der Fall ist. Vor allem hat man die Gewißheit, daß bei etwaigen Undichtigkeiten der Fahrbahn die Ursache und namentlich der Ort des Uebels schneller festgestellt werden kann, und daß Beschädigungen der Fahrbahn durch Frost völlig ausgeschlossen sind. Um die Zwischenräume zwischen den Belageisen einfach und leicht auszufüllen, habe ich Keilsteine aus Bimsbeton — D. R. G. M. Nr. 224111 — angewendet die sich gegen die schrägen Stege der Belageisen legen; Vorrichtungen und Rüstungen zum Schließen der Fugen zwischen den Belageisen sind daher nicht nötig. Die Keilsteine werden lange Zeit vor dem Gebrauch neben der Baustelle fertiggestellt und sehr schnell von den Maurern in Zementmörtel in die Zwischenräume der Belageisen versetzt, nachdem diese oben der besseren Verbindung wegen mit Zementmilch bestrichen waren. Darüber ist eine 11 cm hohe Kiesbetonschicht gestampft und hierauf die Asphaltabdeckung aus 5 cm dicken Platten von gepreßten sizilianischem Asphalt hergestellt. Asphaltplatten sind deshalb verwendet, weil im Hinblick auf die Eisenkonstruktion bei einer zusammenhängenden Asphaltdecke leicht wilde Risse auftreten können und die Herstellung durch Stampfen auf die Unterlage ungünstig wirkt, während diese bereits vorher fest zusammengepreßten Platten parkettartig auf Zementmörtelbettung über einer genau ausgeglichenen Unterlage verlegt werden. Die Stoßfugen zwischen den Platten sind 1 mm stark und mit Goudron ausgefüllt. So dürfte das Asphaltpflaster auf Eisenkonstruktionen, gute Ausführung und bestes Material vorausgesetzt, die Einflüsse der Stöße des Verkehrs am meisten beseitigen und die Lebensdauer des Bauwerks wesentlich erhöhen. Es gehört wie hier allerdings dazu, daß das Längengefälle 1:70 nicht überschritten wird.

Fig. 58.

Ausgleichvorrichtung der Fahrbahn am rechten Landpfeiler.

Schnitt *i-k* aus Fig. 54.

Die Schienen für die elektrische Straßenbahn sind auf den Belageisen wie auf eisernen Querschwellen verlegt und befestigt. Zwischen Schienenfuß und Oberfläche des Belageisens sind Fugen vorgesehen, die, nachdem die Schienen genau ausgerichtet waren, mit Hartmetall vergossen worden sind, damit die Schienen mit der übrigen Eisenkonstruktion ein möglichst festes Ganzes bilden, was für die Erhaltung des Asphaltbelages von größter Wichtigkeit ist. Die Räume zwischen Kopf und Fuß neben dem Schienensteg sind seitlich mit Asphaltmastix dicht ausgespachtelt; die Schienen sind an verschiedenen Stellen von der Rille aus senkrecht durchbohrt und mit Abflußröhren versehen, um auf alle Fälle zu verhindern, daß Wasser in der Schienenrille stehen bleibt oder zwischen Schienen und Asphaltunterbettung eindringt. Die Schienenstöße sind gleichfalls durchaus dicht verlegt und mit Hartmetall vergossen, da der Längsausgleich der Schienen mit der gesamten Eisenkonstruktion an den Brückenenden stattfindet. Damit trotz dieser Vorsicht das von der Fahrbahn durchsickernde Wasser nicht die Anschlüsse der Längsträger an die Querträger beschädigt, sind die Querträger in ihrer ganzen Ausdehnung mit einer Abdeckung von Asphaltfilz noch besonders gesichert, wie in Fig. 52 bis 54 angegeben ist.

Die Fußwege ruhen in Verlängerung der Querträger auf Auskragungen, Fig. 40 und 52, deren Gestalt möglichst viel Raum zur Ueberführung von Gas und sonstigen Leitungen gewährt. Zur Auflagerung der Rohrleitungen in der Mitte zwischen je zwei Auskragungen sind Träger *t*, s. Fig. 54, derartig angebracht, daß die Unterstützungen beim Verlegen der Rohre oder bei Ausbesserungen der Leitungen fort genommen werden können. Auf der einen Seite dienen die Aussparungen zur Ueberführung einer großen Zahl von Kabeln des Kraftwerkes Oberspree der Berliner Elektrizitätswerke, Fig. 40. Zwischen je 2 Auskragungen sind die Fußweglängsträger, s. Fig. 54, gespannt, bei deren Ausbildung auf leichtes Aussehen Rücksicht genommen ist, da sie in der Brückenansicht in die Erscheinung treten. In den Seitenöffnungen liegen neben den Hauptträgern als Längsträger noch kleine ⊏-Eisen, s. Fig. 40. In der Mittelöffnung sind die oben erwähnten äußeren Längsträger der Fahrbahn gleichzeitig als Längsträger der Fußwege mitbenutzt. An den äußeren Enden sind die Randträger, s. Fig. 40 und 52, durch ein in mittlerer Höhe innen angenietetes Winkeleisen zum Tragen der Fußwege geeignet gemacht. Auch diese werden von Belageisen gebildet, die mit Ziegeln und Beton und darüber mit einer 2 cm starken Schicht von Gußasphalt abgedeckt sind, s. Fig. 54.

4) Längenausgleich und Entwässerung. Wie bereits in der statischen Berechnung erwähnt, finden an den Brückenenden Längenausdehnungen statt, die an den Enden der Fahrbahn Ausgleichfugen erfordern. Am linken Landpfeiler ist das Maß der Ausdehnung nicht sehr erheblich. Sie wird dementsprechend durch aufeinanderschleifende Gußstahlplatten, Fig. 29, S. 1247, ausgeglichen, welche die Fahrbahn am Brückenende abschließen und auf einem Z-Eisen am Mauerwerk des Landpfeilers schleifen. Das Pflaster der Rampe ist anderseits über dem Landpfeiler durch einen Stahlgußkörper fest abgeschlossen. Fig. 27 zeigt die Ausgleichvorrichtung in den Bürgersteigen, die aus Riffelblech besteht. Das von der Brückenabdeckung durch die Fuge tretende Wasser wird durch Rinnen abgeleitet. Die Straßenbahnschienen sind hier gleichfalls durch Ausgleichvorrichtungen unterbrochen. Am linken Landpfeiler war auf einen Längsausgleich von ± 60 mm Rücksicht zu nehmen. Die hierdurch veranlaßte Konstruktion ist in Fig. 55 bis 58 dargestellt. Zunächst ist hier die gleiche Schienenauszugvorrichtung, s. Fig. 57, unmittelbar hinter dem Landpfeiler angeordnet. Infolge der Schiefe der Brücke sind natürlich die Ausgleichvorrichtungen recht verwickelt geworden, da die Fugen mit Rücksicht auf den schrägen Landpfeiler nicht gut normal angelegt werden konnten. Fig. 58 zeigt den Schnitt der kammartigen Ausgleichvorrichtung in der Fahrbahn, den Anschluß des beweglichen Kammes an das Brückenende sowie die Auflagerung des festen Kammes auf dem Landpfeiler und die von unten leicht zugänglich gemachten Rinnen zum Auffangen des durch die Fuge tretenden Wassers und Schmutzes. Fig. 55 und 56 stellen den Schnitt durch die Fuge, den Grundriß und die am Brückenende befestigte bewegliche Konstruktion des Entwässerungskastens dar, in welcher die am Landpfeiler befestigte unbewegliche Rinne gelagert ist, ebenso die Entwässerung dieses Kastens, der von oben durch eine Klappe gereinigt werden kann. Fig. 59 bis 61 geben einen gußeisernen Entwässerungskasten wieder, wie er in der Mittelöffnung zur Ausführung gebracht ist; hier läuft das Wasser unmittelbar in den Fluß, während an dem Landpfeiler Rohrentwässerung angebracht ist.

Fig. 59 bis 61.

Entwässerung der Fahrbahn in der Mittelöffnung.

5) Geländer und Beleuchtung. Die Geländer von 1,10 m Höhe, die der Kosten wegen möglichst einfach ausgebildet sind, werden durch besondere gußeiserne Stützen außen an den Randträgern gehalten, in denen sie mittels Stellschrauben leicht ausgerichtet werden können. Sie sind

Fig. 62 und 63.

Anordnung des Geländers und der Signallaterne.

Fig. 64 bis 66. Einzelheiten der Signallaterne.

Fig. 69

Mittelöffnung.

Schnitt c-d

Seitenöffnung.

Schnitt a-b.

Mittels einer Klappe *a*, s. Fig. 62 und 65, am Geländersockel kann man vom Bürgersteig aus den Kasten öffnen, um die Glühlampe erforderlichenfalls auszuwechseln. Zur Brückenbeleuchtung dienen 7 Bogenlampen, von denen je 2 an den Brückeneingängen einander gegenüber an 8 m hohen geschmiedeten Lichtträgern aufgehängt sind; die drei andern hängen gleich hoch in der Brückenachse, und zwar eine unter der mittleren Quersteife, s. Fig. 68, die beiden andern an Querdrähten zwischen den beiden gußeisernen Masten, die über den aus der Fahrbahn heraustretenden Obergurten des Bogens genau über den Auflagern aufgestellt sind. Diese Masten dienen auch gleichzeitig zur Aufnahme von Querdrähten für die Stromleitung der Straßenbahn. Sie sind in ihrem unteren Teil zur Aufnahme von Schalt- und Windevorrichtungen hohl. Mit einfachen Kunstschmiedeverzierungen gegen Fußweg und Obergurt verstrebt, verdecken sie zugleich den unteren Teil des aus dem Fußweg aufsteigenden Rückens vom Obergurt. Während die Bogenlampenbeleuchtung nur für den Abend bestimmt ist, dienen aus Sparsamkeitsgründen noch besondere Nernst-Lampen in gleicher Zahl für die nächtliche Beleuchtung. Die Beleuchtung ist von den Berliner Elektrizitätswerken eingerichtet und wird von ihnen versorgt.

c) Die Aufstellung des Ueberbaues. Die Hauptträger sind bei der Zulage mit einer Ueberhöhung versehen,

Fig. 67.

Stellung der Signallaternen.

möglichst weit nach außen gesetzt, um die nutzbare Breite des Bürgersteiges zu vergrößern, s. Fig. 40 und 52. In der Mittelöffnung sind in Höhe des äußeren Randträgers unmittelbar unter den Geländern Signallichter für die Schiffahrt vorgesehen, s. Fig. 62 bis 67. In gußeisernen Kästen, die vorn Glaskuppeln haben, befinden sich elektrische Glühlampen mit Blendschirmen.

bis 71. Aufstellgerüste.

die mit einem Zuschlage von etwa 5 vH aus der Biegungslinie infolge Eigengewichts ermittelt worden ist. Die größte Durchbiegung beträgt in der Seitenöffnung theoretisch 36 mm, in der Brückenmitte 76 mm; ausgeführt sind hier 80 mm Ueberhöhung; wie später erörtert, ist sie nicht ganz durch die Ausführung getilgt worden.

In Fig. 69 bis 71 ist das von der ausführenden Unternehmung konstruierte hölzerne Aufstellgerüst zur Darstellung gebracht, das in der Mittelöffnung nach Vorschrift der Stromverwaltung 2 symmetrisch zur Strommitte gelegene Durchfahrten von 14 m normaler Breite und 4 m Mindesthöhe über dem Normalwasser aufweist. Diese Oeffnungen sind mit Rücksicht auf die geringe verfügbare Bauhöhe durch eiserne Träger N. P. 42½ abgedeckt, die als Gerber-Balken ausgebildet sind. Ferner hatte die Strombehörde vorgeschrieben, daß die Gerüste den lebhaften Flußverkehr nicht gleichzeitig in den Seitenöffnungen und in der Mittelöffnung hindern dürften. Deshalb wurden zunächst die Rüstungen in den beiden Seitenöffnungen und neben den Strompfeilern in der Mittelöffnung je ein Joch aufgestellt, um die Ueberbauten in den Seitenöffnungen vorerst über den Strompfeiler hinweg bis zum Punkt 15 bezw. 15′ auskragend herzustellen. Wie der Querschnitt, Fig. 69, zeigt, besteht das Gerüst in den Seitenöffnungen aus 2 Teilen, einem unteren, der zur Aufstellung der Hauptträger diente, und einem oberen von 7,50 m Breite für die Aufstellung der Quer- und Längsträger. Das Eisen wurde von der Niederschöneweider Seite aus zugeführt und am Landpfeiler auf die Rüstungen gehoben, s. Textblatt 7 in Nr. 28. Zuerst wurden die Querträger aufgelegt und entsprechend der Ueberhöhung unterklotzt, dazwischen dann die Längsträger gelegt und mit jenen verbolzt. Gleichzeitig wurde auf dem entsprechend geformten Untergerüst der Untergurt in der überhöhten Lage ausgestreckt, die Fachwerkpfosten eingebaut und mit den Querträgern verbunden, sodann alles übrige Eisenwerk der Hauptträger eingebaut, schließlich die Lager eingepaßt und die ausgekragten Teile entsprechend vorgebaut, das Ganze nachreguliert und vernietet. In einer dem Baubetriebe angepaßten Aufeinanderfolge gleichartiger Arbeiten wurde dann in gleicher Weise der Ueberbau in der rechten Seitenöffnung gleichfalls über den Strompfeiler überkragend hergestellt, und zwar durch Uebersetzen des erforderlichen Eisens vom linken Ufer aus mittels Prahme. Diese Arbeiten wurden im Frühling 1904 vorgenommen. Nachdem die Eisenkonstruktionen in den Seitenöffnungen vollständig fertiggestellt waren, wurden die Rüstungen entfernt, die Oeffnungen dem Schiffsverkehr wieder freigegeben und mit dem Einbau der Rüstung in der Mittelöffnung vorgegangen. Die Abdeckung dieser Rüstung lag unter dem Zugbande. Es wurde auch hier mit dem Auslegen der Querträger, jedoch ohne Hängepfosten, begonnen, die Längsträger verlegt und verschraubt, dann das Zugband in der vorgeschriebenen Höhenlage ausgelegt und mit den Querträgern verbunden. Hierauf wurden die Hängepfosten an Masten neben den Querträgern aufgerichtet und mit den Querträgern vernietet. Mittels des im Querschnitt in Fig. 70 dargestellten Versetzkranes wurden dann die Gurthälften des Untergurtes an die Pfosten gelegt und verbolzt, darauf in gleicher Weise die übrigen Füllstäbe und Obergurtteile. Das Schaubild auf dem Textblatt 7 stellt diesen Hergang dar. Der den Punkten 15 bezw. 15′ gegenüberliegende Teil des Obergurtes O_{15} bezw. O_{15}', s. Fig. 4 und 71, wurde jedoch aus bereits früher erwähnten Gründen noch nicht eingebaut. Nachdem das Ganze reguliert war, begann die Vernietung, und zwar die des Bogenfachwerkes von 2 Rüstungen aus, die an den Pfosten befestigt waren, s. Fig. 70 und 71.

Fig. 68. Brückenansicht von der Fahrbahn aus.

Bei der Aufstellung der Kragträger waren die landseitigen Enden 20 cm höher montiert als endgültig nötig, um den zwanglosen Anschluß der Stäbe und besonders des Zugbandes der eingehängten Mittelöffnung im Knotenpunkt 15/15' durch entsprechende Absenkung an die vorgebohrten Knotenbleche vornehmen zu können. Diese Senkung ging der Aufstellung der Mittelöffnung und der festen Vernietung an den Knotenpunkten 15/15' vorauf. Nachdem die Mittelöffnung fertiggestellt war, wurden die stützenden Bockschrauben gelüftet und die Lager des Tragwerkes über den Strompfeilern in ihrer Höhenlage genau eingestellt sowie die Durchbiegungen gemessen, die nach vollständiger Ausrüstung entstanden. Dann wurden, nachdem bereits mit den Seitenöffnungen etwas früher begonnen war, die Belageisen aufgebracht und befestigt und die Fahrbahnabdeckung zunächst mit offenen Stoßfugen über dem Gelenkpunkt 15/15' hergestellt; jedoch wurden entsprechend der steigenden Belastung in der Mittelöffnung die landseitigen Trägerenden durch Bockschrauben nochmals etwas gehoben und die Anker gelüftet, damit die als Gelenke dienenden Knotenbleche nicht überbeansprucht wurden. Nach Einbau der Schienen und der Fahrbahnabdeckung, d. h. nach vollständiger Belastung durch Eigengewicht, wurden die den Gelenkpunkten gegenüberliegenden Obergurtstücke O_{15} und O_{15}' genau nach örtlichem Stichmaß zwanglos eingepaßt und vernietet. Dann wurden die landseitigen Enden der Hauptträger in ihre endgültige Lage gesenkt und die Verankerungen entwurfsmäßig festgestellt, hierauf die Stoßfugen in der Fahrbahn geschlossen. Dabei wurden die Spannungen in den Stäben O_{15} und O_{15}' mit Balckeschen Spannungsmessern gemessen, und es ist festgestellt worden, daß sie infolge dieses Vorganges 200 kg/qcm Zug von vornherein erhalten haben, wodurch das Haupttragwerk bei dieser Umwandlung in den durchlaufenden Balken mit einer günstig wirkenden Anfangsspannung beeinflußt wird. Bei der Ausrüstung der Mittelöffnung wurden 23 mm Durchbiegung gemessen, nach Aufbringen der ganzen Eisenlast 60 mm. Wie später noch erörtert, sind bei der Belastungsprobe 9 mm Durchbiegung geblieben, so daß sich im ganzen der Scheitelpunkt um rd. 70 mm gesenkt hatte, während auf Grund der Berechnung die Brückenmitte, wie eingangs erwähnt, um 80 mm überhöht worden ist.

d) Belastungsproben. Durch die landespolizeiliche Genehmigung waren Belastungsproben vorgeschrieben und wurden, nachdem der Ueberbau mit der gesamten Fahrbahn und den Ausgleichvorrichtungen fertig gestellt war, an den Enden der letzteren in folgender Weise durchgeführt. Es wurde zunächst die Mittelöffnung einer Prüfung unterzogen, und zwar wurde, um an Belastungsmaterial zu sparen, soviel Gewicht auf die fünf mittleren Felder der Brücke gebracht, daß die Beanspruchung des Zugbandes den größten Wert erreichte. Dazu war eine Belastung von 664 kg/qm Bodenmasse aus den benachbarten Rampen über der Fahrbahn und einem Bürgersteig ausgebreitet. Nachdem vorher die Biegungslinie berechnet und wie in Fig. 72 durch die gestrichelte Linie 1 dargestellt war, wurden die Durchbiegungen infolge der vorgeschriebenen wirklichen Belastung gemessen, und zwar durch wiederholte Nivellements, während die Belastung aufgebracht wurde, und 36 Stunden nachher. Die Gewichte des aufgebrachten Belastungsmaterials wurden durch Wägungen während des Aufbringens nachgeprüft. Gleichzeitig wurden die Durchbiegungen an einem über Rollen geführten und durch Gewichte gespannten Nickelstahldraht unmittelbar gemessen. Diese Rollen waren über den nicht an der Durchbiegung teilnehmenden Auflagern gestützt. Mit Rücksicht auf den lebhaften Schiffsverkehr war eine Durchbiegungsmessung unterhalb der Brücke, etwa mit in den Strom tauchenden Gewichten, ausgeschlossen. Aus den verschiedenen Beobachtungen sind die in der zweiten Reihe angegebenen wirklichen Durchbiegungen ermittelt und als Biegungslinie 2 dargestellt. Bei Entfernung der Belastung wurde das Zurückgehen des Tragwerkes in die frühere Lage durch die vorerwähnten Beobachtungsmittel weiter verfolgt und nach 36stündiger

Fig. 72. Durchbiegungen bei den Belastungsproben.

Ruhepause zuletzt gemessen, um hiernach die bleibende Durchbiegung festzustellen; diese ist durch die Linie 3 dargestellt. In der Mittelöffnung betrug danach beim vollbelasteten Hauptträger die größte berechnete Durchbiegung 78 mm, die größte beobachtete 47 mm, die größtebleibende 9 mm. Aehnliche Verhältnisse ergaben sich bei dem zum Teil belasteten Hauptträger. Die Aufbiegungen in der Seitenöffnung betrugen nach der Berechnung — 11,4, nach der Beobachtung — 5,5 mm; eine bleibende Durchbiegung war hier nicht festzustellen. Gleichzeitig wurde die größte Längsverschiebung an der Pendelsäule am rechten Ufer beobachtet. Sie beträgt bei dem vollbelasteten Hauptträger 23 mm, bei dem zum Teil belasteten 15 mm. Alsdann wurde die rechte Seitenöffnung, ebenfalls ein Bürgersteig und die Fahrbahn, in der ganzen Länge mit 500 kg/qm in gleicher Weise belastet, nachdem vorher die Biegungslinie des ganzen Systems berechnet und in der Linie 1 der Figur 72 aufgetragen war. Die gemessenen Durchbiegungen in der Linie 2 wurden in ähnlicher Weise wie vorher ermittelt, ebenso die bleibende Durchbiegung der Linie 3. Dabei wurde festgestellt, daß beim vollbelasteten Hauptträger der linken Seitenöffnung, wo die theoretisch größte Durchbiegung zu 38,2 mm berechnet war, die wirkliche Durchbiegung nur 32 mm betrug, während 7 mm bleibende Durchbiegung festgestellt wurden. Bemerkenswert ist, daß die Messungen in der Mittelöffnung verhältnismäßig größere Abweichungen zwischen berechneter und gemessener Durchbiegung zeigten, hingegen der allgemeine Verlauf der Biegungslinien und die Lage des Nullpunktes in der Nähe des Scheitels scharf beim vollbelasteten wie beim teilbelasteten Hauptträger bestimmt werden konnten. Der Einfluß dieser Belastung bei der gegenüberliegenden Seitenöffnung konnte nicht gemessen werden, da er theoretisch im größten Falle nur 0,4 mm nach oben betrug. Die größte gemessene Längsverschiebung beim vollbelasteten Hauptträger nach links betrug 13 mm. Für die Schrägstreben O_{15} und das Zugband sind außerdem auch die Spannungsunterschiede infolge der Probebelastung berechnet. Diese Spannungsänderungen wurden während der Belastung mit Balckeschen Spannungsmessern beobachtet. Die Beobachtungen haben sich jedoch nicht gut durchführen lassen, da der größte Spannungszuwachs beim Belastungsfall I im Zugband nur 360 kg/qcm beträgt und Differenzen von 100 bis 200 kg nicht mit Sicherheit anzugeben sind, so daß die wirkliche Spannung nur annähernd mit der theoretischen verglichen werden konnte. Das Ergebnis der Beobachtungen ist jedoch durchaus befriedigend. Daß die Biegungen und Spannungen wesentlich geringer ausgefallen sind, als theoretisch berechnet, liegt natürlich an der nicht ganz zutreffenden Berechnungsannahme reibungsloser Gelenke in sämtlichen Knotenpunkten, welche bei einem verhältnismäßig engmaschigen Stabnetz wie dem vorliegenden nicht vorhanden sind. Auch sind besonders die Spannungen als stark beeinflußt von der gewählten Aufstellungsart und der etwaigen Mitwirkung der Fahrbahnlängsträger bei Aufnahme des Bogenschubes anzusehen. Da bei weitgespannten Straßenbrücken die Wahrnehmungen der Fußgänger beim Hinüberfahren von Wagen bekanntermaßen zu gewaltigen Ueberschätzungen der Größe der Durchbiegungen Veranlassung geben, so sind die Durchbiegungen beim Hinüberfahren von vollbelasteten schweren Steinwagen im Scheitel der Brücke beobachtet worden. Es wurden in der Mitte der Brücke und an andern empfindlichen Stellen Nivellierlatten aufgestellt und, während der Wagen im Schritt hinüberfuhr, vom Lande aus beobachtet; bei Trabfahrt konnte beim besten Willen von mehreren Beobachtern nur festgestellt werden, daß das Schwanken des Fadenkreuzes vor den Teilstrichen nicht mehr als 1 mm betrug.

VI. Rampenanlage. Wie unter III bereits angegeben, ist die Rampenanlage verhältnismäßig einfach. Die Edisonstraße auf Oberschöneweider Gebiet mußte aus örtlichen Gründen in einer Steigung von 1 : 40 angelegt werden, der Fahrdamm, der Würfelpflaster erhalten hat, in 11 m Breite, die beiden Bürgersteige in je 4 m Breite; letztere sind mit Asphaltplatten und Mosaikpflaster abgedeckt. Zur Abstützung der Rampe nach dem westlich gelegenen, zum Ufer führenden Verbindungswege war eine Mauer erforderlich, die in Fig. 73 und 74 dargestellt ist. Der gute Baugrund lag landeinwärts tiefer als am Ufer, so daß er an der tiefsten Stelle erst auf + 28,70 m N.N., d. h. 3,6 m unter Normalwasser, vorgefunden wurde. Mit Rücksicht hierauf ist die aus Beton hergestellte Mauer in aufgelöster Form ausgeführt.

Fig. 73. Stützmauer der Oberschöneweider Rampe.

Die Erdböschung fällt unter den Gewölben bis vor die Mauerflucht und ist durch 10 cm dicken Betonschlag geschützt. Die ganze Betonaußenfläche hat einen rauhen Putz erhalten und fügt sich dem gesamten Brückenbilde sehr gut ein, s. Textblatt 7. Die eingangs erwähnten Uferbekleidungen bestehen aus einfachen hölzernen Bohlwerken auf der Oberschöneweider Seite.

Fig. 74. Querschnitt der Stützmauer.

Die Rampe auf der Niederschöneweider Seite bietet kein besondres Interesse, da hier ein Gelände neu aufgeschlossen worden ist und sich infolgedessen keine technischen Schwierigkeiten ergaben. Stromauf schließt sich hier an die Brücke eine Uferstraße an, die durch ein hohes Uferbohlwerk aus eisernen Stielen mit Betonplatten begrenzt ist. Der Fahrdamm ist durch Würfelpflaster mit durchgehender Schotter-Unterbettung abgedeckt.

VII. Schluß. Die Kosten des gesamten Bauwerkes sind nachstehend zusammengestellt.

1) Unterbau.

I. Linker Landpfeiler	27 750 M
II. Rechter Landpfeiler	28 250 »
III. Linker Strompfeiler	21 850 »
IV. Rechter Strompfeiler	24 850 »
V. Uferpfeiler	9 500 »
zus.	112 200 M

2) Ueberbau.

I.	Eisenkonstruktion nebst Lagern und Fahrbahnausgleich	244 000 ℳ
II.	Fahrbahnunterbettung und Abdeckung	29 900 »
III.	Geländer	9 500 »
IV.	Verschiedenes, Masten, Kandelaber usw.	12 000 »
	zus.	295 400 ℳ

Dazu kommen noch die Kosten für die Lichtsäule, die Treppenanlage und Verschiedenes . . . . . 46 250 ℳ
Stützmauer und Pflasterung der Oberschöneweider Rampe . . . . 69 300 »
zus. 115 550 ℳ

Abgesehen von diesen Nebenkosten hat die Brücke also pro qm Grundfläche $\frac{407\,600}{160 \cdot 14{,}5}$ = rd. . . . . . . 175,00 ℳ gekostet.

Von Interesse dürften nachstehende Einzelpreise sein, bei denen der Einbau eingeschlossen ist:

1 cbm Erdaushub unter Wasser	7,50 ℳ
1 qm Spundwand	24,60 »
1 cbm Schüttbeton	23,50 bis 26,50 »
1 cbm Stampfbeton über Wasser	29,25 »
1 cbm Granitverblendung	181,00 »
1 cbm Granitwerkstein der Auflagersteine	184,00 ℳ
1 t Brückenkonstruktion einschl. Aufstellung, Rüstung und dreimaligen Anstrichs	255,00 »
1 qm Asphaltplattenbelag ohne Unterlage	9,50 »
1 qm Gußasphaltbelag für die Fußwege	1,90 »
1 m Geländer	29,70 »

Anfang Dezember 1904 wurde die Brücke dem Verkehr übergeben. Um die Ausführung haben sich nachbenannte Firmen durch mustergültige Leistungen und pünktliches Ineinandergreifen ihrer Arbeiten verdient gemacht:

1) Unterbau: Philipp Holzmann & Co., Frankfurt a. M., Baubureau Berlin.

2) Ueberbau: Beuchelt & Co., Grünberg in Schlesien.

3) Fahrbahnabdeckung: Berliner Asphaltgesellschaft Kopp & Co., Berlin.

4) Kunstschmiedearbeiten: Methling & Gleichauf, Charlottenburg.

5) Beleuchtungseinrichtung: Berliner Elektrizitäts-Werke.

Die Bauherrin vertrat der Gemeindebaurat Meyer in Oberschöneweide.

Mit Entwurf und Bauleitung war der Verfasser betraut, dessen Bauingenieurbureau alle Berechnungen, Einzel-, Bau- und Werkstattzeichnungen angefertigt hat.

Thermische Untersuchung an Kompressoren.

Von **Fritz L. Richter**, Berlin.

(Mitteilung aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Charlottenburg.)

(Schluß von S. 1207)

Aus der Betrachtung des volumetrischen Wirkungsgrades und der Arbeitsverteilung ist bekannt, daß beim Betriebe III die Wandungen noch ungünstiger einwirken als bei I und II; die gegenwärtige Betrachtung wird die Ursache aufdecken. Der zunächst aufgefangene Wärmebetrag ist größer als für Betrieb II. Da keine Ursache vorliegt, daß die Wände mehr Wärme aufnehmen, sondern wegen der höheren mittleren Wandtemperatur nur das Gegenteil begründet ist, darf angenommen werden, daß der Mehrbetrag III gegen II von dem von der Dampfmaschine durchtretenden Wasserniederschlag aufgefangen wird. Es sind dies

2 WE beim Druckverhältnis 3
90 » » » 5
300 » » » 7

Ist dies der Fall, so muß der Mehrbetrag mit fortgeführt werden, weil anderseits auch eine dem gegenüber stehende verminderte Ausstrahlung bei den höheren Temperaturen unwahrscheinlich ist. Da dies tatsächlich nicht zutrifft, hingegen trotz der in Form von erwärmtem und auch verdampftem Wasser in dem Luftstrom mit fortgeführten Wärme die gesamte Wärmeabfuhr dieselbe bleibt, so muß neben dem auf Wärmeabfuhr wirkenden Einfluß der Dampfmaschine während der Kompression und des Auspuffes eine Einwirkung auf Wärmezufuhr während des Ansaugens vorliegen und anderseits bei den Betrieben I und II ein guter Teil der abgeführten Wärme nicht durch die Wand hindurch nach außen, sondern nach innen zurückkehrend nicht an die angesaugte, sondern an die in den vorderen Zylinderraum eingeführte Kühlluft abgegeben werden. Letzterer Erscheinung als der hauptsächlichsten möchte ich alles zuschreiben. Angenommen, die Mehraufnahme an Wärme bei III gegenüber II werde in Form von erwärmtem und zum Teil verdampftem Wasser im Luftstrom fortgeführt und die Wärmeabfuhr durch die Wände sei in beiden Fällen dieselbe, so ist auch in beiden Fällen dieselbe Wärmemenge nach innen zurückgekehrt, der tatsächliche Minderbetrag bei II aber von der vorderen Auskühlluft aufgenommen worden.

Das sind beim Druckverhältnis

3 : 120 WE für 1000 Umläufe
5 : 140 » » »
7 : 190 » » »

Das vordere Hubvolumen beträgt für 1000 Umdrehungen 39,58 cbm; es werden deshalb 47,8 kg 20° warme Luft ein- und ausgestoßen; sollen diese die angeführte Wärmemenge in sich aufnehmen, so muß die mittlere Erwärmung betragen:

beim Druckverhältnis 3 : 11° C
» » 5 : 12 »
» » 7 : 17 »

Dementsprechend muß, wenn man berücksichtigt, daß sich nur 57,5 vH von den Hüben überdecken, die für diesen Hubteil ein- und ausgestoßene Luft $47{,}8 \cdot 0{,}575 = 27{,}4$ kg eine mittlere Erwärmung erfahren:

beim Druckverhältnis 3 um 19° C
» » 5 » 21 »
» » 7 » 29 »

Diese geringe Erwärmung weist darauf hin, daß die ungünstig größere Wärmerückgabe der Wand beim Betrieb III in dem Fortfall der Auskühlung der vorderen Zylinderseite begründet ist, was durch die richtige Uebereinanderlagerung der Kolbenweg-Temperaturdiagramme für beide Zylinderseiten, Fig. 37 bis 48, ebenfalls bewiesen wird.

In dieser Darstellung ist angenommen, daß die Temperatur von der Kompressions-Endtemperatur auf die Auspufftemperatur geradlinig abfällt, daß die Temperatur der Restluft unverändert bleibt, und daß nach Beendigung der Expansion die angesaugte Luft geradlinig erwärmt wird. Die beiden letzten Einzelwerte sind gestrichelt eingetragen und die sich aus der Vereinigung beider ergebende mittlere Temperaturkurve der insgesamt eingeschlossenen Luft voll ausgezogen. Das Diagramm für die vordere Zylinderseite ist für Betrieb III dem indizierten Dampfdiagramm entnommen und nach der Regnaultschen Spannungstabelle umgezeichnet. Für Betrieb I und II ist ebenfalls angenommen, daß die vorn ein- und austretende Luft geradlinig ansteigt, und in beiden Fällen die berechnete Tem-

peraturerhöhung bereits in der Mitte des überdeckenden Teiles des Auspuffhubes erreicht. Da an sich ein Unterschied für die Fälle I und II nicht vorliegt, ist der Eintragung beim Betrieb I die Annahme zugrunde gelegt, daß die gesamte ein- und austretende Luft um die aufgetragene Temperatur erwärmt wird, bei Betrieb II indessen, daß nur die Luft innerhalb des überdeckenden Hubteiles erwärmt wird, der Rest gar nicht. Das Zutreffende liegt offenbar zwischen beiden Annahmen, kann aber nicht näher begrenzt werden.

Die an sich nicht uninteressanten Temperaturdiagramme sind in den Hauptpunkten an Hand von Fig. 14 bis 16 und Zahlentafel 6 bereits besprochen. Der gegenseitige Einfluß beider Zylinderseiten indes wird aus der vorliegenden Darstellung am leichtesten übersehen werden können. Zunächst zeigt der Verlauf der mit dem Luftdruck ansteigenden Siedetemperatur für das beim Betrieb III von der Dampf- zur Luftseite hindurchtretende Wasser im Zusammenhang mit der Lufttemperatur, daß, wie eingangs erwähnt, die Wärmeaufnahme durch Wasserverdampfung bei kleinem Druckverhältnis nur gering sein kann, aber mit zunehmendem Druckverhältnis wächst. Die Siedetemperatur des Wassers wird von der Luft um so früher erreicht, je höher das Druckverhältnis ist: eine Erscheinung, die noch an Bedeutung gewinnt, wenn man den überdeckenden Hubteil beachtet. Für die Verdampfung des Wassers in kurzer Zeit muß ein großes Temperaturgefälle gegen die umgebende Luft vorhanden sein, um so mehr, als die angegebene Temperatur als mittlere für die ganze eingeschlossene Luftmenge gilt und deren geringe Wärmeleitfähigkeit im Zylinder eine Temperaturschichtung bewirken wird, die erst später im Druckventil durch Wirbelung vernichtet wird. Es erscheint möglich, die rechtzeitige Wärmebindung an das aus der Dampfmaschine durchtretende Wasser durch eine größere Ueberdeckung der Diagramme als bei der vorliegenden veralteten Ausführung zu verbessern.

Hinsichtlich der auskühlenden Wirkung der vorderen Zylinderseite bei den Betrieben I und II erscheint es außerordentlich beachtenswert, daß die Temperatur der Kühlluft weniger ansteigt als die der angesaugten Luft, selbst bei der für die Eintragung bei Betrieb II zugrunde gelegten gewiß ungünstigen Annahme, daß nur der überdeckende Teil des vorn eingesaugten Luftvolumens erwärmt wird. Diese Tatsache rechtfertigt den aus den Wärmebetrachtungen gezogenen Schluß, daß der Unterschied in der Wärmerückkehr zwischen Betrieb II und III zumeist in der Auskühlwirkung der vorderen Zylinderseite beim Betriebe II zu suchen ist; denn diese Anforderung ist dem verzeichneten Temperaturdiagramm für den Auskühlhub zugrunde gelegt. Betrachtet man freilich in Fig. 49 den Verlauf des Volumens, der Oberfläche und der spezifischen Oberfläche $= \frac{\text{Oberfläche}}{\text{Volumen}}$ für den Kompressor, so ergibt sich, daß für den Austausch beider Zylinderseiten durch den Fortfall des schädlichen Raumes eine verhältnismäßig kleine Oberfläche in Frage kommt; es darf aber nicht vergessen werden, daß die große Oberfläche des schädlichen Raumes bereits während der Expansion bedeutend durch Wärmerückgabe belastet war, vergl. Fig. 28 bis 30, und daß Fig. 49 nach beendeter Expansion nur noch eine unwesentliche Aenderung der spezifischen Oberfläche erkennen läßt.

Daß die Erwärmung der angesaugten Luft mit zunehmendem Druckverhältnis nur beim Betriebe III zunimmt, bei Betrieb I und II annähernd gleich bleibt, rechtfertigt sich jetzt daraus, daß die mit steigendem Druckverhältnis wachsende Wärmerückgabe der Wände in zunehmender Erwärmung der vorderen Auskühlluft zur Geltung kommt. Diese Erwärmung kann man deutlich an der vorderen Zylinderöffnung fühlen; daß sie hier den errechneten Zahlwert nicht erreicht, liegt an der Einwirkung der außer dem Zylindermantel bestrichenen Wände.

Für die Gegenüberstellung eines gewöhnlichen doppeltwirkenden Kompressors (Betrieb V) sei selbst das Diagramm aus Betrieb II noch als zutreffend angenommen. Die Uebereinanderzeichnung der beiden Kolbenweg-Temperaturdiagramme wird unter Beachtung der abweichenden Pfeilrichtung auf der vorderen Zylinderseite gegenüber Betrieb III ebenfalls entschieden zu der Ansicht führen, daß Betrieb V mit III weit näher verwandt ist als mit II. Nach alledem komme ich zu der Ueberzeugung, daß ein Nachteil des Riedler-Stumpf-Kompressors, der auf Verschlechterung des volumetrischen Wirkungsgrades zurückzuführen wäre, gegenüber dem doppeltwirkenden Kompressor kaum besteht, anderseits freilich ein großer Vorteil eines einfachwirkenden Kompressors mit kurzem Kolben vorhanden ist.

Die technische Gleichwertigkeit des Dampf-Luft-Zylinders mit einem gewöhnlichen doppeltwirkenden Kompressor bei großem Druckverhältnis wird man bereits aus diesen Versuchen entnehmen können. Wo deshalb, um billige Maschinen zu erzielen, einstufige Kompression geboten und Dampfkraft das zu verwendende Energiemittel ist, da wird man ohne weitere Erhöhung der Betriebskosten durch Uebergang auf Dampf-Luft-Zylinder die Anlagekosten noch weiter erniedrigen und die Wirtschaftlichkeit vermehren können.

Die vorangegangene Arbeit wird sicherlich dem Verständnis der Vorgänge dienlich gewesen sein und gestattet deshalb einige allgemeine Betrachtungen über Kompressoren.

Fig. 49.

Verlauf der spezifischen Oberfläche des Kompressorzylinders.

1 Volumen in cdm
2 Oberfläche in qdm
3 spezifische Oberfläche $= \frac{\text{Oberfläche}}{\text{Volumen}}$ in $\frac{1}{\text{dm}}$

Es ist die allererste Aufgabe des Konstrukteurs, dafür zu sorgen, daß beim Ende des Saughubes Luft von möglichst hohem spezifischem Gewicht im Zylinder eingeschlossen ist, damit durch die nun folgende Verdichtungsarbeit ein möglichst großes Luftgewicht verarbeitet wird. Deshalb soll der absolute Druck am Saughubende möglichst groß, die Temperatur möglichst klein sein. Abgesehen von der Erwärmung in der Ansaugeleitung wird die Temperatur durch die Wärmerückkehr aus den Wänden und durch Drosselung beim Ansaugen erhöht. Das beste Mittel, die Einwirkung der Wandung zu verhindern, ist bei einfach wirkenden Kompressoren, während der Kompression auf der einen Kolbenseite sofort auf der andern durch Spülluft die eben warm gewordenen Wände zu bestreichen, wobei der Trennungsbereich möglichst eingeschränkt wird. Die äußere Mantelkühlung durch Wasser ist zweckmäßig über die Ansaugeleitung auszudehnen, damit die niedrige Temperatur der von außen angesaugten Luft nicht verloren geht und im heißen Sommer eine kleine Abkühlung bis zum Eintritt in den Kompressor erzielt wird. Man beachte, daß im vorliegenden Falle nach Zahlentafel 5 die Luft innerhalb der Saugleitung um etwa 9° bei über 0° Außentemperatur, um etwa 14° bei etwa — 7° Außentemperatur erwärmt wurde.

Fig. 37 bis 48. Darstellung der Kolbenweg-

I,1 I,2

II,1 II,2

III,1 III,2

V,1 V,2

t_e Eintrittstemperatur gemessen

t_1 mittlere Ansauge-Endtemperatur der angesaugten Luft

t_2 mittlere Kompressions-Ansaugetemperatur

t_3 mittlere Temperatur beim Erreichen des Gegendruckes

t_a Austrittstemperatur gemessen

t_4 Expansions-Endtemperatur für $m = 1,10$

Temperaturdiagramme.

t_s Siedetemperatur (bezieht sich auf das von der Dampfmaschine durchgetretene Wasser.)

Die Möglichkeit, beide Mittel zu verwirklichen, wollte ich durch die rohen Entwürfe, Fig. 50 bis 53, andeuten. Aus ihnen geht deutlich hervor, daß dieser Erfolg nur durch eine wesentliche Verteuerung der Zylinderanlage erkauft werden kann. Da er erst mit steigendem Druckverhältnis zu bedeutender Höhe anwächst, hier aber der Uebergang auf Stufenkompression mit Zwischenkühlung zwar mit größeren Kosten eine noch größere Verbesserung gewährt, anderseits für die Vorkühlung durch erste Benutzung des Kühlwassers wegen des kleineren Temperaturgefälles in normalen Fällen zu große Oberflächen erforderlich wären, so wird die Durchführung beider Gedanken wirtschaftlich kaum eine Förderung gewähren. Man wird zur Annäherung an das Gewünschte auf einfachere Mittel beschränkt bleiben. Diese sind hauptächlich: möglichst geringe wärmeleitende Verbindungen zwischen Druckraum und Saugraum, möglichst geringe Wirbelung der Luft beim Eintritt in den Kompressor und möglichst kleines Drosseldiagramm beim Ansaugen. Hinsichtlich der beiden letzten Punkte ist der gesteuerte Ansaugeschieber zweifellos dem selbsttätigen Ventil überlegen. Selbst durch Anwendung eines hohen Hubes kann letzteres die einfache Strömung des Schiebers nicht gewähren, ebensowenig die gleiche Verringerung der Drosselfläche, die am Saughubende unbedingt in Erwärmung umgesetzt sein muß und so außer dem unmittelbaren Arbeitsverlust durch Verringerung des eingesaugten Luftgewichtes einen weiteren Verlust hervorruft. Der Drehschieber und der Kolbenschieber der Kösterschen Steuerung [1]) dürften sich indessen ziemlich gleichwertig sein. Man ginge jetzt aber völlig fehl, wenn man den Schieber unmittelbar im Totpunkt öffnen ließe, da die Unterschleifung der natürlichen Expansionslinie genau so schädlich ist wie die der Ansaugelinie. Die besten Verhältnisse wird man erreichen, wenn der Schieber etwas vor dem Schnittpunkt der Expansionskurve mit dem Ansaugedruck zu öffnen beginnt.

Hoher Druck am Saughubende ist nicht nur im Verlangen nach einem möglichst großen eingeschlossenen Luftgewicht, sondern auch nach einem möglichst kleinen Kompressionsverhältnis begründet. Beides ist um so mehr zu beachten, je kleiner der absolute Ansaugedruck ist, weil gleichwertige Steuerorgane einen gleichen Druck verzehren werden, somit bei kleinerem absolutem Druck verhältnismäßig um so schädlicher einwirken. Auch hierin ist der Ansaugeschieber zweifellos dem Ventil überlegen, weil beim selbsttätigen Ventil unbedingt der Druck im Zylinder am Hubende um die Federbelastung im geschlossenen Zustand verkleinert sein muß. Hoerbiger [2]) vermeidet dies dadurch, daß je eines der angewandten Saugventile selbstöffnend ausgeführt wird. Ob hierbei dieselbe geringe Schlußverspätung erzielbar ist, wie sie sich bei Schiebern als praktisch erwiesen hat, erscheint noch nicht bewiesen. Das gleiche gilt von der Anwendung einer negativen Schlußkraft beim Strnadschen Ventil [3]). Durch Anwendung eines bei der Kompression gebildeten Luftpuffers läßt Strnad das Saugventil vorzeitig öffnen und beabsichtigt, dadurch daß die Massenbeschleunigung durch eine besondre Vorrichtung hervorgerufen wird und nicht durch Unterdruck erzeugt zu werden braucht, das Ventil für Vakuumpumpen geeignet zu machen [4]). Man wolle beachten, daß hierbei der durch die Schlußkraft bedingte Unterdruck am Hubende nicht vermieden, und jener Vorteil nur durch eine Vergrößerung des schädlichen Raumes erzielt wird, die bei dem hohen Druckverhältnis der Vakuumpumpe durchaus nicht belanglos ist. Deshalb kann sich auch dieses Ventil hinsichtlich des hohen Kompressions-Anfangsdruckes mit dem Schieber unter keinen Umständen messen. Allen bekannten Konstruktionen selbsttätiger Ventile gegenüber hat der Schieber als Ansaugeorgan diese Vorteile, denen die Nachteile der äußeren Steuerung gegenüberstehen.

Bisweilen wirken Pendelbewegungen in der Saugleitung auf Vergrößerung des Kompressions-Anfangsdruckes. Man mag dies als einen zufälligen Vorteil hinnehmen, als erstrebenswert möchte ich es indessen nicht bezeichnen, weil man

[1]) Z. 1902 S. 155.
[2]) Z. 1903 S. 479.
[3]) Z. 1905 S. 694.
[4]) Z. 1905 S. 693.

nie sicher sein kann, wie lange dieser Zustand bestehen bleibt[1]).

Der schädliche Raum muß möglichst klein gehalten werden, sowohl um das Hubvolumen besser auszunutzen als auch um die im Kreisprozeß der Restluft dauernd verzehrte Arbeit zu verkleinern.

Alle diese Umstände gewinnen an Bedeutung mit zunehmendem Druckverhältnis und sind deshalb bei einstufigen Vakuumpumpen von großer Wichtigkeit, bei denen mit zunehmendem Vakuum das Druckverhältnis erheblich anwächst.

Gegenüber der Bedeutung des richtigen Ansaugens treten die weiteren Anforderungen zurück. Bei der ohnehin geringen Abweichung von der Adiabate ist es nebensächlich, ob hierbei etwas mehr oder weniger Arbeit erspart wird; durch die für Schonung des Materials zweckmäßige Mantelkühlung läßt sich hierin nur wenig erreichen. Es ist nebensächlich, ob die Belastung des Druckventiles am Hubende für den Expansionsbeginn eine geringe Druckerhöhung hervorruft in Anbetracht der kleinen Erhöhung des Druckverhältnisses. Die vom Druckventil verschlungene Drosselfläche ist nicht so wesentlich, wie es dem Indikatordiagramm nach den Anschein hat, das Dichthalten ist hier die erste Bedingung. Man beachte, daß es bereits beim Druckverhältnis 2,5 nur ein Viertel der Zeit geöffnet ist und als zeitlichen Mittelwert bei nahezu dem vollen Druckunterschied gegen den vollen absoluten Gegendruck abdichten muß, im Gegensatz zum Saugventil, das nahezu die Hälfte der Zeit geöffnet ist und als zeitlichen Mittelwert gegen einen wesentlich geringeren absoluten Druck bei geringerem Druckunterschied abzudichten hat. Deshalb halte ich beim Druckventil eine möglichst einfache und zuverlässige Konstruktion für die beste, die in der Beschränkung der bewegten Masse nur soweit geht, daß es der Dichtheit keinen Schaden zufügt. Für Beschleunigung bei der allerdings hohen Kolbengeschwindigkeit während der Eröffnung stehen mit geringer Schlußverspätung genügende Kräfte zur Verfügung, deren verschlechternde Einwirkung auf das Indikatordiagramm ich innerhalb der für die Dichtheit erforderlichen Grenzen gern in Kauf nehme. Deshalb dürfte es eine zweckmäßige Lösung sein, dem Pumpenbau folgend, zur Gruppierung einfacher federbelasteter Einringventile zurückzukehren, weil hierbei die Einfachheit des einzelnen Ventiles wesentlich erhöht, die Reserve erleichtert und ein sonst unangenehmer Teil völliger Normalisierung überwiesen und der Massenfabrikation zugänglich gemacht wird. Diese Ausführungsart habe ich bei dem in Fig. 56 zur Darstellung gebrachten Kompressor zur Anschauung gebracht. Die Druckventile sind aus dem Pumpenbau unverändert übernommen. Es ist dies eine neue Konstruktion von Otto H. Mueller, Berlin[1]), bei der die für den Pumpenbau beabsichtigten Vorteile uneingeschränkt auch bei Kompressoren zur Geltung kommen und dieses Ventil als Druckventil raschlaufender Kompressoren sehr befähigen.

Fig. 50 bis 52.

Entwurf eines Kompressors mit günstigen Ansaugeverhältnissen.

Fig. 53.

Längsschnitt eines doppeltwirkenden Kompressors.

Die in Fig. 54 und 55 dargestellten Diagramme sind vielleicht als ein Grenzwert dessen anzusehen, was mit einem Kompressor (bei einstufiger Kompression, Druckverhältnis = 7,0) erreicht werden kann. Ich möchte hiermit auf die Anregungen Kösters[2]) zurückkommen, indem ich die Wiedergabe des Kolbenweg-Druckdiagrammes im Verein mit dem unter der Annahme vollkommener Dichtheit gezeichneten Kolbenweg-Temperaturdiagramm als eine gute Vergleichsgrundlage für Kompressoren hinstelle.

Das Bestreben, Kompressoren den tatsächlichen Verhältnissen entsprechend zu verbessern, kann aber dann erst mit Erfolg einsetzen, wenn die wirklichen und nicht vermeintlichen Ueberlegenheiten aus den Abnahmeversuchen hervorgehen. Die vorliegende Arbeit wird erwiesen haben, wie notwendig hierfür die experimentelle Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades auf zuverlässiger Grundlage ist. Es sei ein kurzer Rückblick auf Zahlentafel 7 Zeile 8 gestattet, wo neben dem experimentell bestimmten der aus dem Diagramm zu entnehmende volumetrische Wirkungsgrad angegeben ist. Letzterer erscheint um 5 bis 10 vH des Hubvolumens zu groß, und gerade dieser aus dem Diagramm nicht erkenn-

[1]) Z. 1902 S. 943.

[1]) s. Z. 1905 S. 1030 Fig. 24.
[2]) Z. 1904 S. 116.

Fig. 54 und 55.

Praktisch vollkommene Kompressordiagramme.

Kolbenweg-Druckdiagramm.

Kolbenweg-Temperaturdiagramm.

bare Fehlbetrag ergibt in der Arbeitsverteilung den größten Verlust.

Zuzugeben ist, daß man häufig zur Auffüllung eines verhältnismäßig kleinen Windkessels übergegangen ist. Daß auch die hiergegen vielfach geäußerten Bedenken berechtigt erscheinen, ist bereits erwähnt. Um sie zu beseitigen, sind feste Normen und eine gute Art der volumetrischen Messung erforderlich. Daß für letztere weder die hier vorliegende, genau durchgeführte und umständliche Auffüllung eines Windkessels oder von Gasglocken, noch die Benutzung einer Gasuhr für die Praxis in Frage kommen kann, liegt auf der Hand. Auch die Verwendung eines in irgend einen Flansch der Druckleitung eingeschraubten Drosselbleches kann nicht als ein zweckmäßiges Meßverfahren hingestellt werden, weil die Oeffnung des Bleches mit genau derselben Luftmenge geeicht werden muß, wie sie in Betrieb kommt, außerdem jeder Untersuchung eine eigene Eichung vorangehen muß[1]). Ein andrer Weg verspricht indessen bei großer Einfachheit Aussicht auf Erfolg, nämlich die Messung von Druck und Temperatur vor einer geeichten Düse.

Das sich ergebende Versuchsschema ist in Fig. 56 dargestellt. Da die Durchflußgeschwindigkeit in der engsten

[1]) Vergl. Gramberg, Technische Messungen 1905 S. 87.

Fig. 56.

Versuchsschema für Messung der Volumenlieferung mit geeichter Düse.

Düsenstelle nur von der Temperatur vor der Düse abhängt, das Verhältnis des Druckes an der engsten Stelle zum Anfangsdruck konstant ist, unter der Voraussetzung, daß ein gewisses kleinstzulässiges Druckverhältnis überschritten wird, ist die in der Zeiteinheit hindurchfließende Luftmenge durch Druck und Temperatur vor der Düse gegeben. Es werden Normaldüsen geschaffen, von denen je nach der vorliegenden Luftmenge und je nach dem verfügbaren absoluten Druck vor der Düse eine verschiedene Zahl zur Anwendung gelangt. Wird der zu untersuchende Kompressor in Betrieb gesetzt (vergl. Fig. 56), so stellt sich vor der Düse D, im Windkessel W_2, der der Lieferung entsprechende Druck ein, der durch das offene Quecksilbermanometer M_1 gemessen wird; der gleichfalls gemessene äußere Luftdruck wird hinzugefügt. Die Temperatur t_d vor der Düse wird ebenfalls gemessen. Durch die zwischen dem Ausgleichwindkessel W_1 und dem Windkessel W_2 eingebauten Drosselorgane S_1 und S_2 kann für den Kompressor jeder beliebige größere, nur kein kleinerer Gegendruck eingestellt werden, als im Raum W_2 herrscht. Für die fortlaufende Messung des Gegendruckes für den Kompressor am Windkessel W_1 genügt das Federmanometer M_2 vollkommen, da durch den Dreiwegehahn H eine augenblickliche Umschaltung auf das Quecksilbermanometer M_1 möglich ist. Ansauge- und Auspufftemperatur t_e und t_a sollen wiederum dicht am Kompressor gemessen werden.

Der Windkessel W_2 ist möglichst groß gemacht, um mit dem einen Apparat möglichst große Luftmengen beherrschen zu können. Es sind hierbei nur verschiedene Uebergangsstutzen zum Anschluß an die jeweilig vorliegende Leitung erforderlich. Da die Normaldüsen, deren Zahl je nach Bedarf wechselt, über den ganzen Umfang des Windkessels W_2 verteilt sind, erscheint eine gegenseitige Beeinflussung völlig ausgeschlossen. Deshalb ist es möglich, die Düsen einzeln, also mit kleiner Luftmenge und großer Genauigkeit zu eichen, während in der Messung beliebig große Luftmengen beherrscht werden können. Es ist die Möglichkeit vorgesehen, die Luft unter Wasser austreten zu lassen, um das vielleicht vorkommende Geräusch zu dämpfen und die Dichtheit an der Einschraubstelle der Düsen sowie die der blind verschraubten Düsenöffnungen überwachen zu können. Durch Blindverschraubung sämtlicher Düsenöffnungen und Abschluß der Drosselventile S_1 und S_2 kann der Undichtigkeitsverlust des Windkessels W_2 leicht bestimmt werden. Da letzterer stets an den jeweiligen Verwendungsort geschafft werden muß, ist er leicht zu machen. Seine immerhin große räumliche Ausdehnung hat nicht viel zu sagen, weil er in gebotenen Fällen ohne weiteres im Freien aufgestellt werden kann[1]).

Da es wahrscheinlich nicht zweckmäßig sein wird, dieses Verfahren selbst dann noch anzuwenden, wenn die Durchflußmenge der Düse bereits vom Druck vor ihrer Mündung abhängt, so ist diese Messung auf einen mindestens 2,2 kg/qcm betragenden Ueberdruck beschränkt. Darunter wird, sobald die unmittelbare Verwendung einer Gasuhr ausgeschlossen ist, nur noch die Messung durch Anemometer möglich sein[2]). Zur Messung der Luftgeschwindigkeit ist die Anwendung eines Schalenkreuzes, Fig. 57, oder die Anwendung eines Flügelrades, Fig. 58, üblich. Sobald es sich nicht um Messung der Windgeschwindigkeit handelt, halte ich die Benutzung des Flügelrades für richtiger, weil hier dem Luftstrom entgegenlaufende Teile fehlen. Bei der Eichung auf einem langen kreisenden Holzarm, Fig. 59, wird der rücklaufende Flügel von genau demselben Luftstrome getroffen wie der getriebene, zum wenigsten wenn man bei beiden Drehrichtungen des Holzarmes eicht. Diese Bedingung trifft bei allen Einzelbeobachtungen der Messung indessen keineswegs zu, wie Fig. 60 deutlich erkennen läßt. Außerdem ist es bei dem Flügelrade, Fig. 58, möglich, das Meßrad selbst genau in die Mündung des Rohres zu halten, während dies bei dem Schalenkreuz, Fig. 57, wegen der unglücklichen Lage des Uhrwerkes schwer erreichbar ist, vergl. die Gegenüberstellung in Fig. 60. Es sei kurz darauf hingewiesen, daß die Spannung in der Mündung ein wenig vom äußeren Luftdruck abweichen wird, ihre Messung stößt auf größte Schwierigkeit.

Fig. 57 bis 60.
Bestimmung der Volumenlieferung durch Messen der Geschwindigkeit.

Fig. 57. Fig. 58. Fig. 59. Fig. 60.

[1]) Gramberg gibt in Z. 1905 S. 640 an, daß ein ähnliches Meßverfahren in Amerika bereits zur Durchführung gelangt ist.

[2]) Vergl. Gramberg, Technische Messungen 1905 S. 50.

Die erste in Deutschland in dauernden Betrieb genommene Dampfmaschine.

Von **E. Gerland.**

Im Jahre 1706 hatte **Papin** in Gegenwart des Landgrafen Karl von Hessen die wohlgelungenen Versuche mit der von ihm erfundenen Hochdruckdampfmaschine angestellt; 1707 hatte er Kassel verlassen und sich nach England begeben, wo er hoffen durfte, seine Pläne rascher fördern zu können. Wenn auch nicht mehr durch ihn, so war dort doch seiner Erfindung eine Form gegeben, welche sie zur Verwendung in der Technik geschickt gemacht hatte. Der Landgraf aber hatte die neue Maschine keineswegs aus dem Auge verloren. Er ließ sich vielmehr eine solche aus England kommen, und diese Maschine, die in Kassel aufgestellt wurde und längere Zeit im Gebrauch blieb, ist die erste in Deutschland in dauernden Betrieb genommene Dampfmaschine. Obwohl diese Tatsache sich längst allgemeiner Anerkennung erfreut, so gehen die Ansichten über die dabei in Betracht kommenden Einzelheiten doch immer noch auseinander. Es sei gestattet, die vorhandenen Nachrichten, wie ich sie bereits vor Jahren gesammelt und auch in dieser Zeitschrift mitgeteilt[1]) habe, noch einmal zusammenzustellen und kritisch zu sichten.

Die früheste gedruckte Nachricht über die merkwürdige Maschine findet sich in **Weidlers** 1728 in erster Auflage in Wittenberg erschienenem »Tractatus de Machinis Hydraulicis toto terrarum orbe maximis Marlyense et Londinense et aliis rarioribus similibus«. Dort wird erzählt, daß der Landgraf von Hessen die erste Dampfmaschine in Deutschland an der alten Wallmauer in der Nähe des Kunsthauses[2]) in Kassel durch den kaiserlichen Rat und Baumeister **Jos. Emanuel Fischer von Erlach** 1722 aufstellen ließ, daß dies aber keine **Papin**sche, sondern eine **Savery**sche gewesen sei, die **Papin** in seiner »Ars nova ad aquam ignis adminiculo efficacissime elevandam«, Kassel 1707, zu verbessern gesucht habe. Dieser letzte Zusatz läßt von der Gründlichkeit des Verfassers keine günstige Meinung fassen. Denn **Papin** hat **Saverys** Maschine in dem angeführten Werke nicht zu verbessern gesucht, er hat sie vielmehr einer vernichtenden Kritik[3]) unterworfen und dargetan, warum er die Konstruktion **Saverys**, die er früher wie dieser gehabt hatte, sehr wesentlich abänderte. Aber auch die übrigen von **Weidler** mitgeteilten Nachrichten stimmen schlecht zu zwei andern Mitteilungen, die über den nämlichen Gegenstand in jener Zeit im Drucke erschienen sind. In seinen 1732 in Hannover erschienenen »Nachrichten vom Römischen Kaiserlichen Hofe« erzählt nämlich **Küchelbecker**, daß im Jahre 1722 der kaiserliche Rat **Fischer von Erlachen** nach dem Muster der in Kassel ausgeführten englischen Maschine eine ebensolche für den Fürsten **Schwarzenberg** in Wien hergestellt habe, und die übereinstimmende Nachricht findet sich in einem 1744 in Frankfurt und Leipzig herausgegebenen »das merkwürdige Wien« betitelten Buche[4]). Auch ist hier die von **Matschoß**[5]) gemachte Angabe, deren Richtigkeit ich freilich, weil ein Zitat fehlt, nicht prüfen kann, heranzuziehen, daß **Fischer von Erlach** 1724 in Königsberg in Ungarn eine **New Comen**-Maschine, die er aus England bezogen, in Betrieb gesetzt habe. Somit erscheint auch die Angabe **Weidlers**, daß **Fischer von Erlach** die Kasseler Maschine aufgestellt habe, zweifelhaft, und man möchte vermuten, daß ihm eine Verwechslung der Kasseler mit der Wiener Maschine untergelaufen sei.

Außer diesen gedruckten Nachrichten besitzen wir aber auch eine handschriftliche aus der Zeit der Aufstellung der Maschine selbst. Es ist das ein Brief, den der damalige Professor am Collegium Carolinum in Kassel **Zumbach von Coesfeld** unter dem Datum des 13. Juni 1715 an **Leibniz** gerichtet hat[1]), und worin er erzählt, daß neulich der Hauptmann und Ingenieur **Weber** eine »Wasser-Feuer-Maschine« aus England nach Kassel gebracht habe, die in vieler Hinsicht vollkommener sei, als die **Saverys**. Ergibt sich hieraus bereits mit großer Wahrscheinlichkeit, daß die Maschine keine **Savery**sche war, so wird diese Folgerung durch die dem Briefe beigegebene, von **Weber** verfaßte Beschreibung der Wirkung der von ihm aufgestellten Maschine zur Gewißheit erhoben. Denn **Weber** sagt darin ausdrücklich, daß die Maschine und ihre Feuerung dicht neben, aber außerhalb des Schachtes aufgestellt werden könne, was doch bei Schächten von mehr als 30 Fuß Teufe mit der Maschine **Saverys** nicht möglich gewesen wäre. Da außer diesen in England damals nur noch **New Comen**-Maschinen gebaut wurden, so kann demnach die Kasseler Maschine nur eine solche gewesen sein.

Man muß also entweder die Nachricht von **Weidler** als ganz unzuverlässig verwerfen oder man muß annehmen, daß er eine andre Maschine meinte, als die, welche **Weber** mitgebracht hatte, daß also der Landgraf Karl zwei Dampfmaschinen habe aufstellen lassen, die eine 1715, die andre 1722. Den letzteren Ausweg schlägt **Matschoß** ein, wenn er sagt[2]): »Es wurde eine englische Maschine, wahrscheinlich **Savery**scher Bauart, gekauft und 1715 in Kassel aufgestellt; sie sollte einem Springbrunnen das Wasser zuführen. Ein halbes Jahrhundert lang hat sie ihren Platz hier behauptet. Später 1722 soll in Kassel auch eine **New Comen**-Maschine durch den Kaiserlichen Rat **Fischer von Erlach** versuchsweise aufgestellt worden sein.« Daß dieser Ausweg kein allzu glücklicher ist, ergibt sich sofort, wenn man bedenkt, daß die Maschine von 1715, wie eben bewiesen wurde, ganz gewiß keine **Savery**sche, sondern eine **New Comen**sche war. Die Nachricht **Weidlers** ändert freilich **Matschoß** dahin ab, daß er statt der **Savery**schen Maschine eine **New Comen**sche setzt. Wahrscheinlicher wird dadurch die Annahme einer zweiten Maschine keineswegs. War doch die **Savery**sche Maschine damals noch so gut wie unbrauchbar[3]), während anderseits zur Aufstellung einer zweiten **New Comen**-Maschine nicht der mindeste Grund vorlag, wenn die erste ein halbes Jahrhundert ihren Platz behauptete. Diese Schwierigkeit wird sofort gehoben, wenn man dem Berichte **Weidlers** eine geringere Beweiskraft als dem **Zumbachs** und **Küchelbeckers** zuschreibt, wofür die Berechtigung bereits dargetan wurde.

Nun befindet sich aber im Königlichen Museum zu Cassel ein Aktenstück mit dem Datum des 15. April 1765, welches den Vorschlag des damaligen landgräflich hessischen Ministers **Waitz von Eschen** enthält[4]), »den Schuppen, in dem die ehemahlen von dem **Baron Fischer** verfertigte, sogenannte Feuermaschine steht, wegzunehmen«, da er baufällig geworden sei, die Maschine zu verkaufen und aus dem Erlös ein Modell davon herstellen zu lassen, »als dieselbe ihren Ursprung des höchstseeligen Herrn Land Graffen höchsten Bemühungen zu danken«. Ein direkter Beweis für das Vor-

---

[1]) Z. 1886 S. 1046; 1887 S. 71.

[2]) Das im Auftrage des Landgrafen **Karl** von **Paul Du Ry** in Kassel aufgeführte Gebäude, auf dessen Hofe **Papin** seine Versuche mit der ersten Hochdruckmaschine anstellte.

[3]) **Papin**, Ars nova usw. S. 26 ff. Die betreffende Stelle übersetzt in **Gerland** und **Traumüller**, Geschichte der physikalischen Experimentierkunst. Leipzig 1899 S. 285.

[4]) Vergl. J. **Doblhoff**, Die Dampfmaschine vor Watt. Wien 1883. Auch **Gerland**, Dinglers polytechnisches Journal 1883 Bd. 248 S. 521.

[5]) **Matschoß**, Geschichte der Dampfmaschine. Berlin 1901 S. 96.

[1]) Im lateinischen Urtext von mir mitgeteilt in den Sitzungsberichten der Königl. Preußischen Akademie der Wissenschaften vom 9. November 1882, XLIV, in Uebersetzung in Z. 1883 [Bd. 27 S. 363. Daselbst auch **Webers** Bericht, der unter Nr. 6 die im Text mitgeteilte Angabe enthält.

[2]) a. a. O. S. 87.

[3]) Sie ergab erst dann eine, freilich immer noch recht mäßige Wirkung, als **Savery** einen Zylinder wegließ. Vergl. **Gerland** und **Traumüller**, Geschichte der physikalischen Experimentierkunst. Leipzig 1899 S. 233; auch **Matschoß**, a. a. O. S. 41.

[4]) Z. 1879 Bd. 23 S. 236.

handensein einer zweiten Maschine läßt sich daraus nicht entnehmen, da eine solche nicht erwähnt wird; wohl aber scheint die Erwähnung des Baron Fischer mittelbar für eine solche zu sprechen. Nun soll aber Fischer diese Maschine verfertigt haben und dann doch wohl nach dem Muster der von Weber mitgebrachten, wie er es ja in Wien auch tat. Dann aber hätten wir wieder die zweite New Comen-Maschine mit aller ihrer Unwahrscheinlichkeit. Wenn aber nun Waitz von Eschen seine Kenntnis aus Weidler geschöpft hätte? Er war 1695 in Gotha geboren, zwar 1725 in hessische Dienste getreten, aber wohl noch nicht sogleich nach Kassel gekommen. Als er dorthin kam, wird er schwerlich noch zutreffende Nachrichten erhalten haben, und in dem Zeitraum von 50 Jahren nach der Aufstellung der Maschine von 1715 kann sich leicht eine den wirklichen Tatbestand mit vielfachen Abänderungen wiedergebende Ueberlieferung gebildet haben. Dies ist durchaus keine willkürliche Annahme. Hatten sich doch kurz nach Papins Weggang von Kassel eine Reihe Legenden über ihn und seine Versuche gebildet[1]), die sich immer mehr erweiterten, bis sie in der Sage von seinem Dampfschiffe, das auf der Fulda explodiert sein soll[2]), ihr Ende fanden. Daß sich solche Nachrichten auch an die Maschine, deren Erfinder er doch immer war, anknüpften, hat durchaus nichts Unwahrscheinliches. Allzu große Beweiskraft dürfte also dem Aktenstück von 1765 nicht zukommen.

So befinden wir uns hier in einer Lage, wie sie bei geschichtlichen Untersuchungen nur zu oft eintritt. Es stehen eine Reihe von Urkunden zur Verfügung, die indes nur zum Teil von Augenzeugen oder Sachverständigen herrühren, und deren Benutzung zu Widersprüchen führt, wenn man ihnen gleiches Gewicht zuschreibt. Auf sie ist man angewiesen, wenn man den Tatbestand, der natürlich keine Widersprüche enthalten kann, darstellen will; unter allen möglichen Annahmen muß man demnach derjenigen den Vorzug geben, welche dieser Bedingung am besten genügt. In unserm Falle verdienen nun der Brief Zumbachs und der Bericht Webers das größte Vertrauen. Läßt man bei den andern die Möglichkeit von Täuschungen zu, so erhalten wir das durchaus wahrscheinliche Ergebnis, daß acht Jahre nach Papins Abschied von Kassel der Landgraf Karl, welcher den Arbeiten seines Rates stets das regste Interesse entgegenbrachte und, soweit das die politischen Verhältnisse zuließen, auch betätigte, eine New Comen-Maschine durch den Hauptmann Weber aus England holen ließ, um mit ihr einen Springbrunnen zu betreiben, daß diese Maschine später außer Betrieb gesetzt und, als der sie bergende Schuppen baufällig geworden war, abgebrochen wurde.

Daß nun wirklich eine New Comen-Maschine in Kassel vorhanden gewesen ist, beweist ein gußeiserner Zylinder von 1280 mm Höhe und 1250 mm lichtem Durchmesser bei einer Wandstärke von 30 mm, welcher mit der Aufschrift »Papins Dampfzylinder« leider allen Unbilden des Wetters ausgesetzt, im Hofe des Königlichen Museums in Kassel steht[3]), wohin er 1869 als Geschenk des damaligen Besitzers der Maschinenfabrik von Henschel & Sohn gekommen ist[4]). Daß er zur Maschine Papins gehört haben könnte, ist völlig ausgeschlossen, wenn auch die Legende ihn damit in Verbindung brachte und die ganz und gar nicht zutreffende Aufschrift bewirkte. Seine Schicksale sind uns soweit bekannt, daß es nun möglich ist, die weiteren Schicksale jener ersten Dampfmaschine nach 1765 zu konstruieren. Damals wurde sie mit dem sie bergenden Schuppen abgebrochen und als altes Eisen behandelt. Als solches kam der Zylinder in das herrschaftliche Gießhaus in Kassel. Nachdem dieses 1837 ein Raub der Flammen geworden war, gründete der damalige Stückgießer Henschel mit seinen beiden Söhnen die oben genannte Fabrik und übernahm, da das Gießhaus nicht wieder aufgebaut wurde, alle zum Einschmelzen bestimmten Metallstücke, die sich noch vorfanden. So kam der Zylinder in den Besitz der Fabrik. Was aus den übrigen Maschinenteilen geworden ist, ist nicht bekannt; ebensowenig hat man etwas von solchen, die einer Saveryschen Maschine angehört hätten, erfahren.

[1]) So über seine Versuche mit dem Taucherschiff in Uffenbach, Merkwürdige Reisen durch Niedersachsen, Holland und Engelland. Frankfurt und Leipzig 1753 Bd. I S. 12.

[2]) Gerland, Z. 1876 Bd. 20 S. 461.

[3]) Sein Durchschnitt ist nach meinen Angaben abgebildet in Z. 1879 Bd. 23 S. 5.

[4]) S. Gerland, Leibnizens und Huygens Briefwechsel mit Papin nebst der Biographie des letzteren. Berlin 1881 S. 40; auch Springmann, Z. 1879 Bd. 23 S. 4 und Gerland, ebenda S. 234.

Anhangsweise möchte ich mir gestatten, dieser kleinen Arbeit einige Worte über die Papinsche Hochdruckmaschine anzuschließen. Betrachtet man ihre Abbildung bei Matschoß[1]), so versteht man schlechterdings ihren Zweck nicht. Danach hätte ja Papin viel richtiger und einfacher gehandelt, wenn er das Wasser, anstatt es dem Trichter *T* zuzuführen, ohne weiteres auf das Wasserrad hätte fallen lassen. Auf dieselbe Ansicht führt auch der Text, wonach Papin das mit seiner Maschine gehobene Wasser auf ein Wasserrad habe fallen lassen, von dem aus eine Mühle ihre drehende Bewegung erhalten habe. Nun ist es ja wahr, daß Papin am 23. März 1705 an Leibniz schrieb[2]): »Tout ce qu'on a fait jusques à present n'a été que pour decouvrir les proprietez de cette machine et les differents symptomes à quoy elle peut être sujette; mais Monseigneur (der Landgraf) veut desormois l'appliquer à quelque usage reel et S. A. S. m'a fait l'honneur de me commander d'appliquer cette force à faire tourner un moulin pour moudre de bled.« Papin hatte also mit diesem Vorschlag nichts zu tun; ausgeführt wurde er auch nicht. Bei seinen Versuchen war an das Rohr, aus dem Matschoß das Wasser auf das Rad fallen läßt, ein Steigrohr angebracht, in welchem trotz seiner höchst mangelhaften Dichtung das Wasser bis zu 70 Fuß stieg[3]). Selbstverständlich fehlt auch das Wasserrad der Abbildung, welche Papin seiner Ars nova usw. zufügte, von der Traumüller und ich[4]) in verkleinertem Maßstab eine treue Kopie gegeben haben. Die Luft im Windkasten in ausreichender Wirkung durch kräftigen Stoß des Dampfes zusammen zu pressen, gelang aber Papin nur dadurch, daß er ihn im Gegensatz zu Savery im Augenblick des Eintretens in den Dampfzylinder expandieren ließ, indem er ihn auf ein Stück glühendes Eisen leitete. Deshalb wird man dieses und den es tragenden Schwimmer kaum eine abenteuerliche Idee nennen dürfen. Erzählt doch Papin selbst, daß er ohne Anwendung dieses Mittels das Wasser im Steigrohr nicht emporheben konnte. Gewiß war es nach unsern Begriffen ungeschickt; aber man darf doch diese nicht als Maßstab nehmen, wenn es sich um die Beurteilung eines vor 200 Jahren als neu angewendeten mechanischen Kunstgriffes handelt. Die zugrunde liegende Idee ist für die damalige Zeit so neu, ihre Durchführung so fehlerlos, daß ich im Gegensatz zu Ainger, Poggendorff[5]) u. a. gerade sie für den genialsten Teil von Papins Maschine halten möchte, der sie weit über diejenige Saverys stellt.

[1]) Matschoß, a. a. O. S. 37.

[2]) Gerland, Leibnizens und Huygens Briefwechsel usw. S. 342.

[3]) Gerland, Leibnizens und Huygens Briefwechsel mit Papin usw. S. 368.

[4]) a. a. O. S. 234.

[5]) Poggendorff, Geschichte der Physik. Leipzig 1879 S. 558.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 14. April 1905.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 16. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Korte. Schriftführer: Hr. Jakobi.

Anwesend 30 Mitglieder.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Thomae über die Weltausstellung in St. Louis.

Alsdann berichtet Hr. Daumas über Vorschläge für die Reform des gewerblichen Rechtschutzes, und Hr. Stöckhardt über die Verhandlungen des Ausschusses zur Beratung einheitlicher Formelgrößen.

Eingegangen 11. März 1905.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein

Sitzung vom 16. Oktober 1904.

Vorsitzender: Hr. Lehmer. Schriftführer: Hr. Schöne.

Anwesend 25 Mitglieder und 10 Gäste.

Die Wahlen zum Vorstand und Vorstandsrat werden vollzogen, und Hr. Schöne berichtet über die Hauptversammlung in Frankfurt a./M. und Darmstadt.

Darauf spricht Hr. Vogt über

neuere Maschinen in der Keramik unter besondrer Berücksichtigung der Kalksteinindustrie.

Wie er ausführt, ist man durch den gesteigerten Wettbewerb auch auf dem Gebiete der Keramik genötigt gewesen, die bisherigen Maschinen und Arbeitsverfahren zu vervollkommnen. Namentlich auf dem Gebiete der Tonvorbereitung sind in neuester Zeit beachtenswerte Erfindungen gemacht und recht praktische Maschinen gebaut worden.

Abgesehen von dem Schlämmen des Tones ist das einfachste und von Alters her gebräuchlichste Verfahren, den Ton vorzubereiten, das sogenannte Wintern, wobei der an seiner Lagerstätte künstlich aufgelockerte und nötigenfalls bewässerte Ton oder Lehm durch die aufschließende Wirkung von Wind und Wetter, Sonnenschein und Frost so verändert wird, daß er zu weiterer Verarbeitung geeignet ist. Im Herbst und Winter, wo der Ziegeleibetrieb in den meisten Fällen ruht, wird der Ton von den sonst unbeschäftigten Ziegelarbeitern gestochen und auf Halden geschüttet, worauf dann Nässe und Frost die Stücke durchdringen und ihr natürliches Gefüge zerstören. Dies Verfahren ist in den meisten Fällen recht gut und wirksam, aber auch umständlich und kostspielig. Es ist ferner nur für Ziegeleien mit Sommerbetrieb geeignet und kann bisweilen gewisse Nachteile für die Erzeugnisse im Gefolge haben. Das ist bei solchen Tonen der Fall, die mit fremden Beimengungen durchsetzt sind, z. B. mit Schwefelkies, der, an sich wasserunlöslich, durch Oxydation an der Luft löslich wird und infolgedessen bei den Ziegelsteinen, nachdem sie vermauert sind, Ausblühungen verursacht. Solche und ähnliche Umstände sind es, die den Wunsch nach maschineller Aufbereitung des Tones wachriefen. Neben Fehlgriffen hat dieses Bestreben auch manche gute Konstruktionen gezeitigt, die allen gerechten Anforderungen genügen. Viele Rohstoffe, die man bisher in der Ziegelindustrie nicht verwenden konnte, werden von verbesserten Maschinen anstandslos verarbeitet und vollkommen aufgeschlossen.

Eine gute, wenn auch teure Tonaufbereitung, die sich allerdings nur für bessere Erzeugnisse eignet, ist das Vermahlen des getrockneten Tones auf der Kugelmühle. Der Ton wird auf einem unter dem Fußboden angeordneten Vorwalzwerk zu dünnen Bändern ausgewalzt und durch ein Becherwerk in eine Trockentrommel geschafft. Hier verliert er seine freie Feuchtigkeit und gelangt in Stücken von Bohnen- bis Wallnußgröße mit Hülfe einer Förderschnecke in eine versenkt eingebaute Kugelmühle. In dieser werden der Ton und seine schädlichen Beimengungen aufs feinste zerkleinert und abgesiebt, worauf das feine, trockene Tonmehl durch ein Becherwerk und eine Förderschnecke in die sogenannten Sümpfe gebracht wird. Diese sind in zwei Reihen angeordnet, und zwischen ihnen liegt ein Förderband, das den fertig gesümpften, bildsamen Ton zu dem Tonschneider und den Pressen schafft. Dies Verfahren ist, weil es sich zu teuer stellt, für die Herstellung gewöhnlicher Ziegelsteine nicht anwendbar. Für bessere Waren, wie Steinzeug, Kanalisationsröhren und dergl. eignet es sich aber sehr gut.

Für gewöhnliche Ziegeleien ist nur das nasse Verfahren anwendbar, das noch den großen Vorzug hat, daß es keinen Staub erzeugt. Bei dem Naßverfahren hat sich als brauchbarste Maschine der Kollergang bewährt, allerdings nur in einer Ausführung, die ununterbrochene Arbeit gestattet. Man kann bei den in Betracht kommenden Konstruktionen zwei Arten unterscheiden: solche mit durchbrochener und solche mit undurchbrochener Mahlbahn. Zur ersteren Gruppe gehört der Kollergang, D. R. P. Nr. 105256, mit Walzen von verschiedenem Durchmesser, die auf einem Tische kreisen. Derartige Kollergänge haben allerdings den Nachteil, daß sie wenig leisten, wenn die Löcher oder Spalten in der Mahlbahn zu eng sind, oder daß der Ton unverarbeitet durchtritt, wenn sie zu weit sind. Man hat daher versucht, nur einen Teil der Mahlbahn mit Durchbrechungen zu versehen, hat jedoch nichts Vollkommenes erreicht.

Erst die Anwendung von undurchbrochenen Mahlbahnen, über welche der Ton in radialer Richtung geführt wird, hat einen durchschlagenden Erfolg erzielt. Von dieser Bauart sind bereits mehrere Konstruktionen vorhanden. Dazu gehört der Stufenkollergang von Gielow, dessen beide Läufer stufenscheibenartig derart ausgebildet sind, daß die äußeren, großen Stufen die Mahlbahn berühren, während zwischen den übrigen Stufen und der Mahlbahn ein Spalt bleibt, derart, daß die kleinsten Stufen den breitesten Spalt haben. Dieser Stufenkollergang soll sich in der Praxis recht gut bewährt haben. Bedenklich ist nur der Umstand, daß bei Störungen an einer Stufe die sämtlichen anderen mit beeinflußt werden können, und daß der rohe Ton zuerst unter die kleinste Stufe statt unter die größte kommt.

Alle bisherigen Kollergänge haben die unangenehme Eigenschaft, daß sich großstückiger oder klebriger und schlüpfriger Ton gern zu Schollen zusammenballt, sich vor die Läufer legt und wie ein Bremsschuh den Umlauf der Läufer hindert. Dieser Fehler wird behoben, wenn man die Läufer und die Mahlbahn zwangläufig, wie bei einem Walzwerk, antreibt. Dann wird der Ton stets eingezogen, sofern der Einzugwinkel genügend klein ist. Ein solcher Kollergang von Erfurth in Teuchern hat eine kreisende Mahlbahn und zwei zwangläufig in Umdrehung gesetzte Läufer von verschiedenem Durchmesser und verschiedener Breite. Die Mahlbahn hat rings um die Nabe eine ringförmige breite Oeffnung, durch die das fertige Mahlgut auf einen Sammelteller fällt, von welchem es durch Abstreicher abgeladen wird. Der rohe Ton wird am äußeren Rande des Mahltellers aufgegeben und infolge der exzentrischen Lage der unter sich parallelen Läuferachsen nach der Mitte zugeführt. Durch stellbare Schaber wird dann das Mahlgut weitergeleitet. Alle Arbeitsflächen bestehen aus auswechselbaren, sauber geschliffenen Hartgußstücken. Eine weitere Eigentümlichkeit des Kollerganges ist, daß die Läuferachsen in schwingenden Armen gelagert und so aufgehängt sind, daß die Läufer die Mahlbahn nicht berühren, sondern einen geringen, einstellbaren Abstand davon haben, sich dagegen nach oben frei bewegen und etwa auf die Mahlbahn gelangten Eisenstücken und dergl. ausweichen können. Da die Mahlbahn durch die Läufer nicht belastet wird, so ist die Eigenreibung sehr gering. Der Vortragende bezeichnet diesen Kollergang als den besten jetzt vorhandenen.

Der Redner wendet sich nunmehr der Kalksandsteinfabrikation zu, indem er ausführt, daß der sich von Jahr zu Jahr steigernde Absatz an Mauersteinen aus Ton oder Lehm darauf hingewiesen hat, für diesen verhältnismäßig teuern Baustoff einen gleichwertigen Ersatz zu finden. Der Gedanke, den fast überall vorkommenden Sand in Verbindung mit Kalk für diesen Zweck zu benutzen, lag nahe, und in der Tat hat man schon seit langer Zeit Bausteine aus diesem Mörtel hergestellt. Die Herstellungsweise bestand darin, daß man das Kalksandgemisch in feuchtem Zustande zu Steinen formte und diese an der Luft erhärten ließ. Da aber der erhärtende Einfluß der Luft nur sehr langsam wirkt, auch die Witterung und die Jahreszeit die Herstellung der Steine sehr stark beeinflussen, so konnte früher von einer eigentlichen Kalksandsteinfabrikation keine Rede sein, und die Herstellung von Kalksandsteinen hatte immer nur eine örtliche Bedeutung. Erst als Dr. Zernikow und namentlich Dr. Michaelis ein Verfahren, die Steine künstlich zu erhärten, gefunden und praktisch ausgestaltet hatten, war eine neue zukunftreiche Industrie begründet.

Durch Arbeiten von Prof. Glasenapp kam man ferner zu der Erkenntnis, daß die bisher für schwer löslich oder unlöslich gehaltene Kieselsäure des Quarzsandes durch die Einwirkung von heißem Wasser oder Dampf dennoch in Lösung geht, und daß die Lösbarkeit mit der Temperatur des Wassers

oder des Dampfes steigt. Diese Erfahrung auf die Kalksandsteinindustrie übertragen, gab ein Mittel, die Erhärtungszeit abzukürzen, indem man die frisch gepreßten Kalksandsteine nicht mehr an der Luft erhärten ließ, sondern sie der Einwirkung von hochgespanntem, gesättigtem Wasserdampf aussetzte. Während bei der Lufterhärtung mehrere Monate nötig waren, genügten jetzt schon 8 bis 10 Stunden. Durch die künstliche Steinerhärtung wurde man außerdem von Klima, Jahreszeit und Witterung unabhängig. Ehe sich die Kalksandsteinfabrikation jedoch zur Großindustrie entwickeln konnte, waren noch große, unvorhergesehene technische Schwierigkeiten zu überwinden, und lange Jahre der angestrengtesten Arbeit hat es bedurft, ehe die Kalksandsteinindustrie ihren heutigen hohen Grad der Vollkommenheit erreichte. Erst der jüngsten Zeit war es vorbehalten, diese in Deutschland begründete Industrie so zu fördern, daß die Kalksandsteine jetzt in großen Mengen zu wohlfeilen Preisen erzeugt werden können, so daß sie imstande sind, den Tonziegeln ebenbürtig an die Seite zu treten und sie gegebenenfalls zu ersetzen. Ein Beweis der hohen Leistungsfähigkeit der deutschen Kalksandsteinindustrie ist der Beschluß des Vereines der Kalksandsteinfabrikanten in Berlin vom Februar 1903, der es seinen Mitgliedern zur Pflicht machte, nur solche Kalksandsteine auf den Markt zu bringen, die mindestens eine Druckfestigkeit von 140 kg/qcm aufweisen. Daher ist es erklärlich, daß sich der Kalksandstein ein immer größeres Verwendungsgebiet erobert.

Ueber die Rohstoffe bemerkt der Redner, daß man kein andres Material gebraucht als Sand und Kalk, und zwar rechnet man für je 1000 Steine im deutschen Normalformat rd. 2¼ cbm Sand und rd. 250 kg Kalk. Die daraus hergestellten Kalksandsteine haben eine hellgraue bis weiße Farbe, die sogenannte Naturfarbe. Durch Beimischen von Erdfarbe zur Rohmasse ist man jedoch imstande, den Kalksandsteinen jede gewünschte andre Färbung: rot, schiefergrau, gelb usw., zu geben. Man stellt die Kalksandsteine fast durchgängig als ¼-Vollsteine her. Zuweilen gibt man ihnen eine Vertiefung in der Lagerfläche, um an Gewicht zu sparen. Selten stellt man Lochsteine her, was zwar möglich wäre, aber der verwickelten Einrichtung der Preßformen wegen nicht zu empfehlen ist.

Für die Fabrikation ist fast jeder Sand zu verwenden, doch eignet sich derjenige am besten, der die meiste Kieselsäure und die wenigsten erdigen oder organischen Beimengungen enthält und dessen einzelne Körner die richtige Größe besitzen und möglichst scharfkantig und splitterig, nicht aber glatt und rund sind. Am wichtigsten für die Fabrikation ist der Gehalt an Kieselsäure, erst in zweiter Linie kommt die Reinheit des Sandes in Betracht. Ein mäßiger Gehalt des Sandes an Ton oder dergl. ist unter Umständen nicht schädlich, sondern sogar willkommen, da er die Preßarbeit erleichtern kann. Es ist daher nicht nötig, den Sand zu waschen, sondern man kann ihn fast immer so verwenden, wie er aus der Grube kommt. Ferner sind auch kleine, im Sand enthaltene Kieselsteine durchaus nicht nachteilig, sondern eine verschiedene Korngröße wirkt insofern günstig, als sich dadurch Sand und Kalk dicht aneinander lagern. Bei Flurplatten, Dachsteinen oder dergl. jedoch, wo es auf scharfe Kanten ankommt, muß man natürlich diese Steinchen beseitigen und den Sand absieben. Ungeeignet ist Sand, der große Mengen von Kalkmergel enthält, da dieser im Dampfbade nicht erhärtet. Ueberhaupt sind Ton und Lehm im Sande durchaus nicht nachteilig für die Beschaffenheit des Kalksandsteines, wenn die Beimengungen nur fein und gleichmäßig im Sande verteilt sind. Größere Ton- und Lehmklumpen sind allerdings schädlich und müssen vorher abgesiebt werden.

Als Kalkzusatz ist guter Fettkalk am besten geeignet, doch lassen sich auch weniger hochprozentige Kalksorten, selbst Wiesenkalk, anstandslos verwenden. Der Kalk wird in gebranntem Zustande bezogen, wenn er nicht in eigenen Oefen gebrannt wird, was sich bei größeren Anlagen stets empfiehlt, weil man auf diese Weise immer frisch gebrannten, kräftig löschenden Kalk zur Verfügung hat.

Mischt man grubenfeuchten Quarzsand mit einer bestimmten Menge Kalkhydratpulver und bringt die Mischung in ein Dampfbad, so bildet sich rasch kieselsaurer Kalk. Läßt man die Mischung aber an der Luft liegen, so geht die Silikatbildung äußerst langsam vor sich; daneben entsteht auch Kalziumkarbonat, weil das Kalkhydrat eine große Verwandtschaft zur Kohlensäure zeigt und diese aus der Luft begierig aufnimmt. Durch die Bildung von Kalziumkarbonat, die auch im Mörtel jedes Mauerwerkes stattfindet, wird nur eine mäßige Erhärtung und erst nach langer Zeit erzielt, während bei der neuerdings angewandten Dampferhärtung sich fast gar kein Karbonat bildet. Die im Dampfbade löslich gewordene Kieselsäure verkittet die einzelnen Sandkörner, die durch das Pressen des Steines eng aneinander gelagert sind, und es entsteht eine Versteinerung, die dem natürlichen Sandstein ähnlich ist. Die Erhärtung ist um so vollkommener, je feiner das Kalkhydrat im Sande verteilt ist, also wenn jedes Sandkörnchen mit einer Kalkhaut überzogen ist, wobei man auch mit dem geringsten Kalkzusatz auskommt. Ein zu geringer Kalkzusatz kann freilich keine festen Steine liefern, weil in diesem Falle der Kitt fehlt, der die einzelnen Sandkörnchen zusammenhält. Ebenso ist aber auch, abgesehen vom Kostenpunkt, ein zu hoher Kalkzusatz schädlich, weil sich die einzelnen Sandkörner nicht miteinander verkitten können.

Beim Löschen des Kalkes muß die wichtige Bedingung erfüllt sein, daß die Ablöschung wirklich vollkommen ist. Ungelöschte oder unvollkommen gelöschte Aetzkalkstücke, die in einem fertig gepreßten Kalksandstein enthalten sind, vergrößern beim Nachlöschen im Härtekessel ihr Volumen und sprengen den Stein oder machen ihn mindestens klapprig. Um das zu verhüten, kann man zwei Verfahren anwenden, die beide gleich gut sind; welches von beiden man benutzt, muß daher von Fall zu Fall entschieden werden. Das eine besteht darin, Aetzkalkpulver zu verwenden, das mit dem Sand unter Beigabe des nötigen Löschwassers gemischt wird, worauf man das Kalksandgemisch zum Ablöschen rd. 24 Stunden in Silos lagern läßt. Das andre Verfahren benutzt Kalkhydratpulver, wobei die Lagerung in Silos fortfällt. Bei letzterer Arbeitsweise verwendet man am besten eine geschlossene Kalklöschtrommel und löscht unter hoher Dampfspannung, bei rd. 8 at, so daß das Löschwasser selbst in die feinsten Poren der Aetzkalkstücke getrieben und jedes nur irgend löschbare Stück in Kalkhydrat übergeführt wird. Fremde Beimengungen werden später abgesiebt, so daß man reines Kalkhydrat erhält. Die Kalklöschtrommeln sind kugelförmige oder zylindrische Gefäße, die dampfdicht verschlossen werden und für 8 at Betriebsdruck genehmigt sind. Die Kugelform hat den Vorteil, daß sich das Gefäß leichter entleeren läßt, während die zylindrische Form eine geringere Bauhöhe hat. Wenn der unzerkleinerte Aetzkalk eingetragen und der Deckel mittels Klappschrauben verschlossen ist, läßt man die zur vollständigen Ablöschung nötige Menge Löschwasser aus einem Meßgefäß zulaufen. Man erhält ein feines, weißes, weizenmehlartiges Kalkhydratpulver, das nur soviel freie Feuchtigkeit enthält, daß es nicht stäubt und sich mit der Schaufel bequem handhaben läßt.

Bei dieser Arbeitsweise ist man auch imstande, einen Teil des nötigen Sandes gleich mit in die Löschtrommel zu geben, wodurch die Kieselsäure des Sandes schon frühzeitig und kräftig aufgeschlossen wird und außerdem zu nasser oder gar gefrorener Sand verarbeitet werden kann. Die Bedienung der Kalklöschtrommel erfordert nur einen Mann, der jedoch so viel freie Zeit hat, daß er noch den Aetzkalk zur Löschtrommel bringen und das Hydratpulver absieben und manchmal auch noch eine zweite Löschtrommel bedienen kann. Die Betriebskraft beträgt je nach Größe der Trommel 2 bis 4 PS. Da man stets etwas mehr Löschwasser als etwa 32 vH zugibt, was theoretisch zur vollkommenen Ablöschung nötig ist, so trocknet man, nachdem die Löschung beendet ist, das zu feuchte Kalkhydrat in der Löschtrommel dadurch aus, daß man den überschüssigen Dampf abbläst. Die in dem abgeblasenen Dampf enthaltene Wärme ist jedoch nicht verloren, sondern kann in den später zu erwähnenden Härtekesseln nutzbar verwendet werden.

Man richtet beim Bau von Kalksandsteinfabriken das Augenmerk besonders darauf, daß die Transporte der Materialien beschränkt werden, und daß die Anlage möglichst selbsttätig arbeitet. Nur bei kleinen oder ganz kleinen Anlagen kann man in dieser Hinsicht eine Ausnahme machen, da hier die geringen Transporte von der Bedienungsmannschaft nebenbei mit besorgt werden können und daher in der Berechnung der Selbstkosten nicht sehr zur Geltung kommen. Aus obigem Grunde wird die Zubereitung der Kalksandrohmasse zweckmäßig so angelegt, daß Kalk und Sand zuerst auf das obere Stockwerk des Fabrikgebäudes, den Mischboden, gefördert werden. Von hier aus wird der rohe Aetzkalk durch einen Trichter in die Löschtrommel gebracht, aus welcher er als Hydratpulver mittels eines Becherwerkes in die Sichtmaschine gehoben wird. Aus dieser fällt er verwendungsfertig auf den Mischboden in die unmittelbare Nähe des Sandes zurück. Hier liegen beide Stoffe dicht nebeneinander und werden von dem den Mischer bedienenden Arbeiter vermengt und in den Mischer gegeben, der ununterbrochen arbeitet. Aus dem Mischer fällt die Masse in den darunter stehenden, ebenfalls ununterbrochen arbeitenden Mischkollergang, der das Kalksandgemisch für die Presse fertig macht.

Als Pressen werden am häufigsten Kniehebel- oder Exzenterpressen, zuweilen auch Fall- oder Hammerpressen benutzt. Alle sind derart gebaut, daß jeder Stein einzeln gepreßt wird, und zwar meist auf seiner Lagerfläche, seltener auf der großen Stoßfläche. Einzelne Pressen haben auch eine Einrichtung zum Entlüften des Steines beim Pressen. Das ist sehr wichtig, um Haarrisse zu vermeiden, die dadurch im Steine entstehen, daß die mit dem lockeren Rohstoff in die Form gelangte Luft von dem Preßstempel komprimiert wird und expandiert, sobald der Stempeldruck nachläßt. Dadurch wird natürlich das noch ziemlich lockere Gefüge des Steines zertört, was sich durch Haarrisse zu erkennen gibt. Die Leistung fast aller Steinpressen wird meist so bemessen, daß der die Maschine bedienende Mann mit dem Fortnehmen der fertigen Steine voll beschäftigt ist. Das ist bei einer Leistung von 1000 bis 1200 Normalsteinen in der Stunde der Fall. Die frisch gepreßten Steine sind immer noch sehr empfindlich, namentlich an den Ecken und Kanten, weshalb sich die Leute erst einarbeiten müssen. Auch ist für sie ein Schutz für die Hände notwendig, da das Kalksandgemisch die Haut stark angreift.

Der Dampf strömt durch ein dicht über dem Boden des Kessels liegendes Verteilrohr ein. Zum Entfernen der Luft beim Einlassen des Dampfes muß auch ein Lufthahn vorgesehen sein. Zuweilen löscht man auch den Kalk im Innern der Härtekessel in der Weise, daß man zwischen den Achsen der Steinwagen Löschkasten anbringt und sie mit Aetzkalk füllt, bevor man den Wagen mit Steinen beladet. Dies Verfahren ist allerdings vielfach wieder aufgegeben worden. Um Wärmeverluste zu vermeiden, werden die Härtekessel entweder mit einem Wärmeschutzmantel versehen oder eingemauert.

Die Kalksandsteine härten unter 8 at Dampfdruck etwa in 8 bis 10 st. Da fast immer mehrere Härtekessel vorhanden sind, so arbeitet man meist so, daß man den Abdampf eines Kessels am Schluß seiner Betriebszeit in den eben gefüllten Nachbarkessel überleitet und diesen anwärmt. Auch den Abdampf der Kalklöschtrommel kann man zum Anwärmen der Härtekessel benutzen. Man rechnet unter gewöhnlichen Verhältnissen für je 100 Normalsteine einen Dampfverbrauch von rd. 560 kg für das Härten.

Trotz der Jugend der Kalksandstein-Industrie liegen bereits eine große Zahl zuverlässiger Berichte über die Eigen-

Fig. 1 bis 4.
Kalksandsteinfabrik nach dem Hydratverfahren.

Die gepreßten Steine werden derart auf Plattformwagen gesetzt, daß die Ladung möglichst genau einen Hohlzylinder von 1,8 m Durchmesser ausfüllt. Die Steine liegen dabei rd. 10 Schichten hoch übereinander. Sobald ein Wagen voll beladen ist, wird er in einen Härtekessel gefahren. Man hat festgestellt, daß nur gesättigter Wasserdampf genügend härtet, während überhitzter Wasserdampf weniger oder gar nicht geeignet ist. Die Härtekessel sind liegende Gefäße, von meist 1,8 m lichtem Durchmesser und so lang, daß die Tagesleistung einer Presse darin untergebracht werden kann. Da die Steinwagen, die auf Schienengleisen von meist 600 mm Spurweite in die Kessel hineingefahren werden, je rd. 750 Steine laden und rd. 1,5 m lang sind, so ergibt sich die Länge eines Härtekessels zu etwa 20 m. Der vordere Stirndeckel ist abnehmbar und so eingerichtet, daß er mit Hülfe eines kleinen Laufkranes leicht gehandhabt werden kann. Auf die Konstruktion der Deckel muß große Sorgfalt verwendet werden, ebenso wie auf den Bau und die Lagerung des ganzen Kessels, da sie durch die im Betriebe eintretenden Temperaturschwankungen sehr stark beansprucht werden.

Die Kessel müssen mit vollständiger Armatur ausgerüstet sein, da sie dem Gesetze nach als Dampffässer gelten.

schaften des Kalksandsteines vor. Prüfungen in staatlichen Anstalten ergaben eine mittlere Druckfestigkeit bis zu 270 kg/qcm, ein Wasseraufnahmevermögen von 10 bis 13 vH und eine derartige Frostbeständigkeit, daß die vollständig mit Wasser gesättigten Steine ein 25 maliges, abwechselndes Gefrieren bei -12^{0} C und darauf folgendes Auftauen in Wasser von $+12^{0}$ C anstandslos vertrugen und nach dieser Beanspruchung noch eine Druckfestigkeit von rd. 200 kg/qcm besaßen. Ebenso sind von Behörden Brandproben vorgenommen, die bewiesen haben, daß die Kalksandsteine auch in dieser Beziehung den Tonsteinen mindestens gleichwertig sind. Nach einer kräftigen Feuerprobe hatten sie immer noch eine Druckfestigkeit von 180 kg/qcm, besaßen also gegenüber der vorgeschriebenen zulässigen Höchstbelastung guten Mauerwerkes von 7 kg/qcm eine 25 bis 26 fache Sicherheit. Außerdem wurde bei diesen Brandproben eine sehr geringe Wärmeleitungsfähigkeit nachgewiesen, so daß Kalksandsteine ohne Bedenken zu Schornsteinen und Brandmauern zu verwenden sind. Da Kalksandsteine auch hinreichend porös sind, so gestatten die aus ihnen aufgeführten Mauern ebenso wie die Tonsteine einen Luftaustausch. Eine vom Regen getroffene Kalksandsteinwand macht allerdings gegenüber einer aus

Ziegelmauerwerk den Eindruck, als ob sie mehr Wasser aufzusaugen bestrebt sei. Doch ist das eine Täuschung, hervorgerufen durch die helle Farbe der Kalksandsteine.

Die Kalksandsteinindustrie ist nicht dabei stehen geblieben, mit den billigen Ton- oder Lehmsteinen in Wettbewerb zu treten, sondern hat auch mit gleich gutem Erfolge die Fabrikation von Dachsteinen, Bürgersteigplatten, Bordschwellen, Flurplatten, Treppenstufen, ja größeren Werkstücken und Ornamenten sowie Nachahmungen von natürlichen Bausteinen aufgenommen. Fast alle solche Gegenstände, zu denen man bisher ausschließlich Portlandzement verwendet hat, sind auch aus Kalksandsteinmasse hergestellt worden. Diese Stücke sind dem Naturgestein im Aussehen sehr ähnlich, aber an Dauerhaftigkeit überlegen, weil die Kunststeine im Laufe der Zeit Kohlensäure aus der Luft aufnehmen und dadurch immer härter und wetterbeständiger werden, während viele Natursteine allmählich verwittern.

Die Vorteile, die eine Kalksandsteinfabrik gegenüber einer unter gleichen Verhältnissen arbeitenden Tonziegelei hat, bestehen darin, daß bei ersterer weder Trockenschuppen, noch Brennöfen, noch kostspielige Gebäude nötig sind, daß daher die Anlagekosten verhältnismäßig niedrig sind; daß die Fabrikation in kleinem Umfange begonnen und nach Bedarf beliebig vergrößert werden kann; daß sie anderseits ohne größeren Verlust jederzeit beschränkt, eingestellt und wieder aufgenommen werden kann; daß sie das ganze Jahr hindurch betrieben werden kann, so daß ein Stamm guter Arbeiter zu halten ist; daß die Fabrikation verhältnismäßig einfach ist, da man bei ihr weder mit dem Schwinden und Verfärben, noch mit Schmelz-, Frost- und Wetterschäden zu rechnen hat, und daß stets die beste Sorte Steine erzeugt wird. Aus diesen Gründen ist nach Ansicht des Vortragenden eine Kalksandsteinfabrik, wenn sie sachgemäß eingerichtet ist, günstige Transportgelegenheit und hinreichenden Absatz hat, eine äußerst lohnende Kapitalanlage.

Die in Fig. 1 bis 4 dargestellte Kalksandsteinfabrik arbeitet nach dem Hydratverfahren und ist für eine Leistung von 20 000 Normalsteinen in 10 st, also für eine jährliche Leistung von 6 Millionen Steinen eingerichtet. Die Leistung kann jedoch, wenn Tag- und Nachtbetrieb eingeführt wird, auf das Doppelte erhöht werden. Die Fabrik erfordert nur ein leichtes Fachwerkgebäude. Der vordere Teil des Dachstuhles über den Arbeitsmaschinen ist mit einem festen Boden versehen und dient als Mischboden, das heißt als Ablageplatz für die mit Kippwagen herangeschafften Rohstoffe. Der übrige Teil des Gebäudes über dem Dampfkessel und den Härtekesseln ist bis unter das Dach frei und hat im Dach eine genügend große Luftklappe, damit der beim Oeffnen der Härtekessel frei werdende Brüden ungehindert entweichen kann.

Der in Kippwagen von der Grube kommende, mit dem schrägen Aufzug *a* geförderte Sand wird auf dem Mischboden in die Nähe der Mischer *b* geschüttet; der auf gleiche Weise herangeschaffte Aetzkalk kommt, wenn die Kalklöschtrommel *c* beschickt werden soll, durch einen Trichter in die geöffnete Füllöffnung der Trommel. Auf dem Mischboden sind 3 Arbeiter beschäftigt, die den Aufzug, die beiden Mischer und die Kalklöschtrommel bedienen. Nachdem die Löschtrommeln entleert sind, schafft ein Becherwerk *d* das Pulver wieder in die auf dem Mischboden stehende Siebmaschine *e*, die es von Verunreinigungen befreit und auf den Mischboden unmittelbar neben den Sandhaufen fallen läßt. Aus dem Mischer fällt das Material in die Mischkollergänge *f* und von dort in die Fülltrichter der Steinpressen *g*. An jeder Presse steht ein Arbeiter, der damit beschäftigt ist, die Steine von der Presse abzunehmen, zu wenden und auf einen Tisch abzusetzen. Von diesem Tische nehmen zwei weitere Arbeiter die Steine und setzen sie nach Schablone etwa 10 Schichten hoch dicht auf die Plattformwagen *h*, die in die Härtekessel *i* gefahren werden. Zur Bedienung der beiden Härtekessel sowie zum Verschieben der Plattformwagen gehören vier Mann. Sobald ein Härtekessel gefüllt ist, tritt für die Steinpressen eine Pause ein, während welcher sie gereinigt, geschmiert und nachgesehen werden können. Ein Aufseher und ein Heizer vervollständigen das Personal der Fabrik, sofern nur mit Tagesschicht gearbeitet wird. Es sind also zum Betriebe 13 Arbeiter nötig, abgesehen von den Leuten, die in der Sandgrube arbeiten. Zum Antriebe der Arbeitsmaschinen dient eine Dampfmaschine *k*. Der Dampfkessel *l* ist ein Lokomobilkessel mit ausziehbaren Röhren und mit Blechschornstein. Man wählt für Kalksandsteinfabriken gerade diese Bauart sehr gern, weil sie keine Einmauerung erfordert.

Fig. 5 bis 8.

Kalksandsteinfabrik nach dem Aetzkalkverfahren.

Fig. 5 bis 8 zeigen eine Kalksandsteinfabrik nach dem Aetzkalkverfahren. Bei dieser Anlage werden der Sand und das Aetzkalkpulver auf Schienengleisen zu ebener Erde angefahren und in die Zuteiler *a* geschüttet. Aus diesen fällt der Rohstoff in die Mischer *b*, wo die Masse vorgemischt und bewässert wird. Darauf wird sie durch die Becherwerke *c* in die Silos *d* geschafft, wo sie rd. 24 st lagert. Die Silos sind aus diesem Grunde für jeden Maschinensatz doppelt vorhanden, so daß täglich der eine gefüllt, während gleichzeitig der benachbarte entleert wird. Aus den Silos wird die Masse in die Feinmischer *e* geworfen und gelangt sodann durch die Becherwerke *f* auf die Mischkollergänge *g*, die es als fertige Masse verläßt, um auf den Pressen *h* zu Steinen verarbeitet zu werden. Diese werden wie bei der vorhin beschriebenen Anlage auf Steinwagen verladen, welche auf den Gleisen *i* laufen und mit Hülfe von Schiebebühnen in die Härtekessel *k* gefahren werden. Der Dampfkessel *l* und die Dampfmaschine *m* vervollständigen die Einrichtung. Für den Fall, daß der Aetzkalk nicht in feinem Zustande bezogen werden kann und in der Fabrik selber gemahlen werden muß, ist der Steinbrecher *n* vorgesehen, durch den die Stücke vorzerkleinert werden, worauf sie durch das Becherwerk *o* in die Kugelmühle *p* befördert werden.

Kleine Kalksandsteinfabriken für eine tägliche Leistung von 2000 bis 3000 Steinen können in ihrer maschinellen Einrichtung sehr einfach gehalten werden. Es genügt eine Handsteinpresse, sowie Mischeinrichtungen, die mit der Hand oder durch Göpelwerk betrieben werden. Der zum Erhärten nötige Dampf kann in diesem Falle unmittelbar im Erhärtekessel durch Heizung erzeugt werden. Zu gleicher Zeit kann auch der Kalk in demselben Kessel gelöscht werden.

Der Vortragende geht schließlich ausführlich auf die Selbstkosten einer Kalksandsteinfabrik ein und berechnet den Herstellungspreis von 1000 Steinen bei einer jährlichen Erzeugung von 6 Millionen Stück auf 14,96 *M*.

Darauf spricht Hr. Precht über die chemische Reaktionsfähigkeit von Quarz bei der Kalksandsteinfabrikation.

Wie er hervorhebt, ist der Name Kalksandstein insofern unglücklich gewählt, als man daraus auf einen Sandstein mit kalkigem Bindemittel schließen könnte. Es handelt sich aber um künstliche Steine mit kalkhydrosilikatischer Füllung zwischen den Quarzkörnern, also um Silikatsandsteine. M. Glasenapp hat eine Reihe von Versuchen gemacht, die über die Umwandlung der Quarzkieselsäure in lösliche Kieselsäure bei der Kalksandsteinbildung Aufschluß geben. Bei seinen Versuchen wurde gereinigter Sand mit Kalkbrei innig gemischt und die halbfeuchte Masse in Formen gepreßt. Die Preßstücke wurden im Trockenschrank schnell auf 90 bis 100° erhitzt und dann in den Dampfraum eines Autoklavs gestellt. Dann wurden Dampfspannungen von 5 bis 10 at während 8 Stunden eingehalten. Nachdem die Preßstücke einige Wochen an der freien Luft gelegen hatten, wurden sie analysiert. Es zeigte sich stets, daß ein Teil des Quarzes aufgeschlossen war, und zwar hing dieser Teil, wie zu erwarten, von der Feinheit der Angriffsoberfläche des Minerals und vom Dampfdruck ab. Es ergab sich bei 90 Gewichtsteilen Sand und 10 Teilen Kalk sowie 5 at Dampfdruck: 3,06 vH lösliche Kieselsäure; bei 10 at: 7,58 vH; bei 80 Gewichtsteilen Sand und 20 Teilen Kalk sowie 5 at: 3,41 vH; bei 10 at: 11,14 vH lösliche Kieselsäure.

Es ist anzunehmen, daß auch Silikate unter der Einwirkung von Kalkhydrat bei Druck- und Temperaturerhöhung aufgeschlossen werden. Glasenapp fand, daß mit wachsendem Gehalt an löslicher Kieselsäure auch der in Salzsäure lösliche Gehalt der Steine an Tonerde und Eisenoxyd zunimmt. Es werden also vermutlich Kalziumaluminium-Hydrosilikate oder entsprechende eisenhaltige Verbindungen entstanden sein.

Prof. Dr. Rinne in Hannover hat die in Rede stehende Umänderung des Quarzes unter dem Mikroskop verfolgt[1]. Zu dem Zwecke hat er Dünnschliffe von fabrikmäßig hergestellten Kalksandsteinen und von Steinen, die er selbst in einem kleinen Dampfkessel angefertigt hatte, studiert. Er erkannte reichliche Quarzreste, gelegentlich auch etwas Feldspat, Muskovit und zuweilen ein wenig Hornblende. Fast alle Quarzkörnchen liegen voneinander getrennt in ein Bindemittel eingebettet. Die poröse Natur der Kalksandsteine drückt sich im Dünnschliff in mehr oder minder zahlreich erscheinenden Hohlräumen aus. Im gewöhnlichen Lichte stellt sich das Bindemittel als eine feinkörnige, auch feinschuppige Grundmasse von hellgelblichgrauer Farbe dar. Zwischen gekreuzten Nikolschen Prismen erweist sie sich als aus unzähligen, sehr kleinen polarisierenden, also kristallisierten Körnchen und Schüppchen aufgebaut. Unter ihnen heben sich kleine, sehr lebhaft polarisierende Körnchen heraus. Wie Rinne durch Behandeln mit Salzsäure und an Spaltrissen erkannte, liegt in diesen Teilchen Kalkspat vor, der sich beim Lagern aus dem überschüssigen Kalkhydrat unter dem Einfluß der Kohlensäure der Luft gebildet hat. Die weit schwächer als der Kalkspat polarisierenden Teile der Grundmasse werden von Salzsäure, auch von Essigsäure, leicht angegriffen und hinterlassen einen Rückstand, der der Natur der Sache nach nur wässrige Kieselsäure sein kann. Hiernach darf man wohl schließen, daß sich bei der erhöhten Temperatur im Dampfkessel durch Wechselwirkung von Quarz und Kalkhydrat ein zeolithartiger Körper gebildet hat, der die Mischung erhärten ließ.

[1] Zentralbl. f. Mineralogie, Geologie und Paläontologie 1894 S. 333.

Bücherschau.

Der Betrieb der Steinkohlenbergwerke. Von Ch. Demanet. 2. Aufl. Nach der Neubearbeitung des Originalwerkes von A. Dufranc-Demanet und unter Zugrundelegung der von C. Leybold bearbeiteten ersten autorisierten deutschen Ausgabe. Herausgegeben von Dr. W. Kohlmann und H. Grahn. Braunschweig 1905, Friedrich Vieweg & Sohn. 825 S. 8° mit 726 Fig. Preis 16 *M*.

Von dem wohl mindestens jedem akademisch gebildeten Bergbeamten bekannten und werten Buche »Der Betrieb der Steinkohlenbergwerke« von Ch. Demanet ist soeben die zweite Auflage erschienen. Schon im Urtext gegen die erste erheblich erweitert, ist sie außerdem von den Uebersetzern, den Bergassessoren Kohlmann und Grahn, in sehr dankenswerter Weise mit nicht unerheblichen Zusätzen versehen worden, um den Inhalt auch unserm deutschen Steinkohlenbergbau möglichst gerecht werden zu lassen.

Wenn man trotzdem beim Lesen des Buches häufiger das Gefühl des Bedauerns hat, daß manche Punkte (ich nenne nur Bohrverfahren, Schrämmaschinen, Anemometer, Sicherheitslampen und Rettungsgeräte) für unsre deutschen Verhältnisse zu kurz behandelt oder ihnen zu wenig angepaßt sind, so muß man bedenken, daß der Verfasser eben Ausländer ist, der sein Buch natürlich zunächst auf den Steinkohlenbergbau seines Landes zugeschnitten hat, und daß die Uebersetzer, um nicht ein teilweise ganz neues Buch zu schaffen und um die Einheitlichkeit der Anlage nicht zu stören, sich mit ihren Zusätzen immerhin in gewissen engen Grenzen halten mußten. Es darf aber doch vielleicht der Wunsch ausgesprochen werden, daß bei einer neuen Auflage der deutsche Bergbau mehr berücksichtigt werde, als es in den beiden ersten geschehen ist; die Brauchbarkeit und der Wert des Buches würden dadurch — für die ausländischen Leser vielleicht noch mehr als für die deutschen — nur gewinnen.

Im übrigen verschwindet der erwähnte Mangel gegenüber den großen Vorzügen des Buches, die der ersten Auflage ihre große Verbreitung auch in deutschen Bergmannskreisen verschafft haben und die auch die zweite Auflage in vollem Maße wieder zeigt. Man hat es eben im »Demanet« nicht mit einer trockenen Nebeneinanderstellung der verschiedenen, bei den einzelnen Teilen des Bergbaubetriebes üblichen Systeme, sondern mit einer überall organisch zusammenhängenden, von dem einen zum andern Punkt logisch hinüberführenden, dabei bei aller Wissenschaftlichkeit sehr anregend geschriebenen Darstellung zu tun. Das gilt vornehmlich von den teils in besondern Kapiteln behandelten, teils durch das ganze Buch als Leitfaden sich hinziehenden Ausführungen über die wirtschaftliche Seite des Bergbaues, die Organisation des Betriebes, die Feststellung der Betriebsergebnisse und ihre Verwertung zur Verbesserung und Verbilligung des Betriebes. Gerade diese Teile sind dabei so klar und geschickt geschrieben, daß es ein Vergnügen ist, sie zu lesen.

Die Uebersetzung ist vortrefflich; nur ganz selten hat

man überhaupt das Gefühl, es nicht mit einem Originaltext zu tun zu haben.

Die Abbildungen sind klar und zweckmäßig, wenn auch an manchen Stellen nicht so zahlreich, wie es wohl wünschenswert wäre. Fickler, Bergassessor.

Descriptive geometry for students of engineering. Von James Ambrose Moyer. 2. Aufl. New York 1905, John Wiley & Sons. 198 S. 8° mit 128 Fig. Preis 2 $.

Es gibt nicht viele gute Bücher über darstellende Geometrie. Ganz abgesehen von den »wissenschaftlichen« Werken entsprechen auch die unmittelbar für Baubeflissene geschriebenen Bücher meist nur sehr wenig den an sie zu stellenden Forderungen.

Der vorliegende Leitfaden ist aus dem Unterricht an der Harvard-Universität hervorgegangen und für die Studierenden technischer Hochschulen bestimmt. Als kennzeichnend für sein Buch gibt der Verfasser zunächst an, daß die Darstellung und Bezeichnung im wesentlichen die im Bau- und Maschinenzeichnen übliche sei. Es scheint da bisher in Amerika ein noch viel geringerer Zusammenhang bestanden zu haben als bei uns. Selbstverständlich wird die amerikanische Art des Projizierens (Draufsicht oben, rechte Seitenansicht rechts) als die beste hingestellt, als die, mit Hülfe deren sich der Durchschnittsarbeiter am leichtesten ein Bild von dem Gegenstande machen könne. Das hindert nicht, daß der Verfasser selbst gelegentlich die Ansichten verwechselt: in Fig. 33 und Fig. 48 passen Grund- und Aufriß teilweise nicht zusammen. Ueberdies verwirrt die Art, wie in der letzteren Figur das [-Profil an die Längsansicht herangezeichnet ist, den Anfänger. Auch die zum mindesten unvollständigen Aufgabenskizzen S. 148 und 152 oben leiten den Schüler irre.

Die Darstellung muß in einem Werke über darstellende Geometrie vollendet sein. Das gilt insbesondere in bezug auf den Charakter von Kurven: selbst in der verzerrtesten Skizze sollen die wesentlichen Eigenschaften (besondere Punkte, Maxima, Tangenten usw.) klar hervortreten und den Meister zeigen. Dies läßt sich nicht sagen von der Abwicklung des schiefen Zylinders in Fig. 42, von dem Drehkörperschnitt S. 138 (in der Draufsicht hätte der Scheitelpunkt der seitlichen Verschnittkurve erkennbar sein müssen), von den eckigen Schraubenlinien in Fig. 70 und von dem Punkte *j* in Fig. 55 (an der Eigenschattengrenze muß der Schlagschatten den Lichtstrahl berühren).

Während also in bezug auf die zeichnerische Darstellung manches besser sein könnte, verdient anderseits die schlichte Behandlung des Gegenstandes volle Anerkennung. Stoff und Uebungen sind sorgsam abgestuft, um den Lernenden von vornherein zu selbständigem Denken anzuspornen.

Besonders vorteilhaft scheint mir die von Anfang an durchgeführte Verwendung der räumlichen Koordinaten zu sein. Man sollte die darstellende Geometrie überhaupt mit dem Koordinatenbegriff beginnen. Für die Uebungen hat das noch den großen Vorzug, daß die Aufgabe ganz bestimmt gegeben werden kann: hierdurch erspart man dem Anfänger nicht nur Zeit und Mühe, sondern bewahrt ihn auch davor, daß er — wie dies meist der Fall ist — gerade die Annahmen macht, die die verwickeltste und unübersichtlichste Lösung ergeben. Ein nachträgliches Aendern der Aufgabe vermindert aber das Ansehen des Unterrichts. Linsel.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der Steinkohlenbergbau des preußischen Staates in der Umgebung von Saarbrücken. Berlin 1904, Julius Springer.

I. Teil: Das Saarbrücker Steinkohlengebirge. Von A. Prietze, Dr. Leppla, R. Müller und M. Hohensee. 98 S. mit 12 Fig. und 7 Tafeln.

II. Teil: Geschichtliche Entwicklung des Steinkohlenbergbaues im Saargebiete. Von A. Haßlacher. 189 S. mit 3 Tafeln.

IV. Teil: Die Absatzverhältnisse der königlichen Saarbrücker Steinkohlengruben in den letzten 20 Jahren (1884 bis 1903). Von R. Zörner. 54 S. mit 4 Tafeln.

V. Teil: Die Kohlenaufbereitung und Verkokung im Saargebiet. Von Mengelberg. 84 S. mit 43 Fig. und 14 Tafeln.

VI. Teil: Die Entwicklung der Arbeiterverhältnisse auf den staatlichen Steinkohlenbergwerken vom Jahre 1816 bis zum Jahre 1903. Von E. Müller. 158 S. mit 3 Tafeln.

Der Preis für alle sechs Teile beträgt 15 *M*.

Les fours électriques et leurs applications industrielles. Von Jean Escard. Paris 1905, Vve Ch. Dunod. 528 S. 8° mit 221 Fig. und 1 Tafel. Preis 18 frs.

Groß-Gasmaschinen. Von Dr. A. Riedler. München, Berlin 1905, R. Oldenbourg. 193 S. 4° mit 130 Fig. Preis 10 *M*.

Anleitung zum technischen Kopfrechnen. Von Karl Schedlbauer. Brünn 1905, Karl Winiker. 69 S. Preis 1,40 *M*.

Encyclopédie industrielle iondée par M. C. Lechalas. Le Bois. Von J. Beauverie. Mit einem Vorwort von M. Daubrée. Paris 1905, Gauthier-Villars. 1402 S. mit 485 Fig. Preis 20 frs.

Die Gesetze, Verordnungen und Verträge des Deutschen Reiches, betreffend den Schutz der gewerblichen, künstlerischen und literarischen Urheberrechte. Von Dr. G. Rauter. Hannover 1905, Gebr. Jänecke. 455 S. 8°. Preis 8 *M*.

Kunstgeschichte. Von Dr. M. Schmid-Aachen. Nebst einem kurzen Abriß der Geschichte der Musik und Oper. Von Dr. Clarence Sherwood. 1. Heft. Neudamm 1905, J. Neumann. 48 S. mit vielen Abbildungen. Preis pro Heft 30 Pfg.

Technische Abhandlungen aus Wissenschaft und Praxis. Von Siegfr. Herzog. Zürich 1905, Alb. Raustein:

8. Heft: Die elektrischen Bahnsysteme der Gegenwart. Von Dr. F. Niethammer. 160 S. mit 202 Fig. Preis 6,20 *M*.

12. Heft: Wechselstrom-Kommutatormotoren. Von Dr. F. Niethammer. 83 S. mit 111 Fig. Preis 3 *M*.

13. Heft: Neuere Bestrebungen im Lokomotivbau. Von A. Rühl. 75 S. mit 33 Fig. Preis 2,40 *M*.

Sammlung Schubert. Bd. XI: Differential- und Integralrechnung. 2. Tl.: Integralrechnung. Von W. F. Meyer. Leipzig 1905, G. J. Göschensche Verlagshandlung. 443 S. 8° mit 36 Fig. Preis 10 *M*.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Elektrotechnik. Leitfaden für den Unterricht in Elektrotechnik auf dem Maschinenbulk. Klasse III. Wilhelmshaven 1905. A. Heine, Grünstr. 4. Preis 1 *M*.
— Marro, Attilio. Manuale dell' ingegnere elettricista. Mailand 1905. Ulrico Hoepli. Preis 7,50 *M*.
— Meynier, A., und H. Nobiron. Les enroulements modernes des dynamos à courant continu. Paris 1905. Béranger. Preis 4 *M*.
— Niethammer, F. Wechselstrom-Kommutatormotoren. [Aus technische Abhandlungen aus Wissenschaft und Praxis] 12. Heft. Zürich 1905. A. Raustein. Preis 3 *M*.
— Preece, W. H., und Sir J. Sivewright. Telegraphy. Neue Aufl. London 1905. Longmans, Green & Co. Preis 9 *M*.
— Schneider, Norman H. How to install electric bells, annunciators and alarms. London 1906. E. und F. N. Spon, Lim. Preis 1,80 *M*.
— White, P. T. Elementary electrical engineering. Wigan 1905. Strowger & Son. Preis 5,50 *M*.
— Zeda, Umberto. Elektrische Glockensignale, Telephone und Blitzableiter. Wien 1905. A. Hartleben. Preis 2 *M*.

Erd- und Wasserbau. Abbott, Henry L. Problems of the Panama Canal. London 1905. Macmillan & Co. Preis 7,80 *M*.
— Geschäftsbericht des k. b. Wasserversorgungsbureaus für das Jahr 1904. München 1905. R. Oldenbourg. Preis 3,50 *M*.
— Hochwasser-Meldeordnung für die Oder und ihre Nebenflüsse. 2. Aufl. III. Nachtrag. Breslau 1905. W. G. Korn. Preis 0,25 *M*.
— Kretz, F. Hebung der infolge von Schwellenbildungen periodisch

wiederkehrenden Schiffahrtsstörungen in den geschiebeführenden Flüssen. Karlsruhe 1905. Müller & Gräff. Preis 1 ℳ.
– Binne, F. Étude pratique des roches à l'usage des ingénieurs et des étudiants ès-sciences naturelles. Paris 1905. Rudeval. Preis 12 ℳ.

Explosionsmotoren und andere Wärmekraftmaschinen. Güldner, Hugo. Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren. Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Oelkraftmaschinen. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 24 ℳ.
– Lucke, Charles Edward. Gas engine design. London 1905. Constable. Preis 15 ℳ.
– Mathot, R. E. Gas engines and producer gas plants. London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 14,50 ℳ.
– Weidmann, Carl. Zwangläufige Regelung der Verbrennung bei Verbrennungsmaschinen. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 4 ℳ.

Hebezeuge. Herzog, S. Elektrisch betriebene Krane und Aufzüge. Zürich 1905. A. Raustein. Preis 24 ℳ.
– Zimmer, George Frederick. The mechanical handling of material. London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 25 ℳ.

Hochbau. Miller. Bürgerliche und ländliche Bauwerke in der Rheinpfalz. Frankfurt a/M. 1905. H. Keller. Preis 24 ℳ.
– Die Neubauten der königl. sächsischen technischen Hochschule zu Dresden. Dresden 1905. A. Dressel. Preis 3 ℳ.
– Specht, Bruno. Leitfaden der architektonischen Formenlehre. 1. und 2. Tl. 2. Aufl. Breslau 1905. Trewendt & Granier. Preis 1,40 ℳ.

Holz- und Metallbearbeitung. Horner, Joseph. Engineer's turning, in principle and practice. London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 10,80 ℳ.

Ingenieurwesen. Lueger, Otto. Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hülfswissenschaften. 2. Aufl. 2. Bd. Stuttgart 1905. Deutsche Verlagsanstalt. Preis 30 ℳ.
– Scott, William Fry. Structural designers hand-book. New York 1905. The Engineering News Publ. Comp. Preis 8 ℳ.

Luft- und Wasserkraftmaschinen. La Cour, P. Die Windkraft und ihre Anwendung zum Antrieb von Elektrizitätswerken. [Aus dem dänischen Original: Die Versuchsmühle] Leipzig 1905. M. Heinsius Nachf. Preis 2,40 ℳ.
– Masoni, U. L'énergie hydraulique et les récepteurs hydrauliques. Paris 1905. Gauthier-Villars. Preis 10 ℳ.
– Wagenbach, Wilhelm. Neuere Turbinenanlagen. Auf Veranlassung von Professor E. Reichel und unter Benutzung seines Berichtes »Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris 1900«. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 15 ℳ.

Maschinenwesen. British standard screw threads. (Engineering Standards Committee's Interim Report.) London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 3 ℳ.
– Guide pour l'installation et l'entretien des transmissions et tarifs de la Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft à Dessau et Berlin N.W. Dessau 1905. Leipzig: J. J. Weber. Preis 3 ℳ.
– Kennedy, Rankin. Engines and power-generators. London 1905. The Caxton Publ. Co. Preis 10,80 ℳ.
– Schnuke, A. Die Maschinenelemente. Leipzig 1905. B. F. Voigt. Preis 1,50 ℳ.
– Weitzel, K. Schule des Maschinentechnikers. 3. Bearbeitung. Leipzig 1905. M. Schäfer. Preis je 0,50 ℳ.

Mechanik. Alexander, T. Twenty-six graduated exercises in graphic statics. London 1905. Macmillan & Co., Limited. Preis 12 ℳ.
– Burr, William H., und Myron S. Falk. The graphic method of influence lines for bridge and roof computations. New York 1905, London. Chapman & Hall. Lim. Preis 15 ℳ.
– Busquet, R. Précis d'hydraulique. La houille blanche. Paris 1905. J. B. Baillière Preis 5 ℳ.
– Richard, J. Notions de mécanique. Paris 1905. Rudeval. Preis 4 ℳ.

Meßgeräte. Carlier, J. G. Les méthodes et appareils de mesure du temps, des distances, des vitesses et des accélérations. II. Bd. Paris 1905. C. Béranger. Preis 6 ℳ.

Metallhüttenwesen. Lemberg, Heinr. Die Hütten- und Metall-Industrie Rheinlands und Westfalens. Adreßbuch und Sachregister. 4. Aufl. Dortmund 1905. C. L. Krüger. Preis 5 ℳ.
– Le Verrier, U. Procédés métallurgiques et étude des métaux. Paris 1905. Gauthier-Villars. Preis 12 ℳ.

Motorwagen und Fahrräder. Adreßbuch der Automobil- und Motorenindustrie von Europa. 4. Ausg. Berlin 1905. F. Walloch. Preis 6 ℳ.
– Bright, Charles. The locomotion problem. London 1905. P. S. King & Son. Preis 1,20 ℳ.
– Motor manual, The. 7. Aufl. London 1905. Temple press, Lim. Preis 1,20 ℳ.

Schiffs- und Seewesen. British standard specification for structural steel for shipbuilding. 2. Aufl. London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 3 ℳ.
– Germanischer Lloyd. Vorschriften für die Klassifikation und für den Bau und die Ausrüstung von eisernen und stählernen Schiffen der Sund- und Wattfahrt sowie der Binnenfahrt 1905. Rostock 1905. Berlin. W. H. Kühl. Preis 7,50 ℳ.
– Vidal, Léon. Manuel pratique de cinématique navale et maritime à l'usage de la marine de guerre et de la marine de commerce. Paris 1905. Gauthier-Villars. Preis 7 ℳ.

Tunnelbau. Zschokke, Bruno. Sprengmittel und Sprengarbeit beim Bau des Simplontunnels. Vortrag. Zürich 1905. E. Speidel. Preis 2 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Die neue Schachtanlage in Grängesberg. (Glückauf 15. Juli 05 S. 910/13*) Die aus einer höher liegenden Strecke gewonnenen Erze werden in Wagen von 2,5 bis 3,5 t Fassungsraum mittels 40pferdiger elektrischer Lokomotiven mit 10 km/st Geschwindigkeit nach der Aufbereitanlage geschafft. Versorgung der Anlage mit elektrischem Strom.

L'exploitation du pétrole en Roumanie. Von Aron. (Ann. Mines 4. Heft 05 S. 380/464* mit 3 Taf.) Geologische Verhältnisse. Eigenschaften des rumänischen Petroleums. Gewinnungsverfahren. Verwertung des Petroleums. Wirtschaftliche Verhältnisse.

Chemische Industrie.

Works of the Electrolytic Alkali Co. at Middlewich, Cheshire, England. Von Kershaw. (El. World 15. Juli 05 S. 101/02*) Angaben über die Einrichtungen und das Verfahren zur Herstellung von Aetznatron. Kraftwerk und Kraftverbrauch.

Dampfkraftanlagen.

Vorwärmung mit Frischdampf. Von Cario. (Z. Dampfk. Maschbtr. 12. Juli 05 S. 267/69*) Besprechung der Mitteilungen von Krauß zu dem in Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05 erwähnten Gegenstand.

Ueber den Wärmedurchgang bei Kesselheizflächen. Von Rude. (Dingler 15. Juli 05 S. 433/35* u. 22. Juli S. 453/55*) Besprechung der bisherigen Versuche zur Ermittlung des Wärmedurchganges.

Ueber die körperliche Leistungsfähigkeit der Kesselheizer. Von Geiger. (Z. bayr. Rev.-Ver. 15. Juli 05 S. 125/27) Ergebnisse von Erhebungen über die stündlich verheizte Brennstoffmenge. Schluß folgt.

The effects of vacuum on steam-engine economy. Von Neilson. Schluß. (Eng. Magaz. Juli 05 S. 587/58*) Kühltürme und Luftpumpen.

The »Hoyos« steam engine. (Engng. 21. Juli 05 S. 81*) Einzylindrige liegende Kondensationsmaschine von 400 mm Zyl.-Dmr., 550 mm Kolbenhub und 120 Uml./min bei 8 at Ueberdruck mit Ventilsteuerung.

Distribution à tiroir, variable au régulateur, système Moritz. (Génie civ. 8. Juli 05 S. 162/64*) Schleppschiebersteuerung vorzugsweise für große Füllungen.

Beiträge zur Bestimmung des Wirkungsgrades und Dampfverbrauches von Dampfturbinen. Von Anders. (Glückauf 15. Juli 05 S. 897/906*) Unter der Annahme, daß der Dampfverbrauch einer Dampfturbine der Leistung proportional abnimmt, schlägt der Verfasser ein Verfahren vor, um die indizierte Leerlaufleistung zu bestimmen. Anwendung des Verfahrens auf die Ergebnisse von bekannten Verbrauchsversuchen.

Combined air-pump and condenser. (Engng. 21. Juli 05 S. 93*) Die von S. S. Stott & Co. in Haslingden gebaute Luftpumpe wird bei Betriebsmaschinen von Fabriken und ähnlichen Maschinen mit hohem Dampfverbrauch verwendet. Angaben über Konstruktion und Leistungsversuche.

Eisenbahnwesen.

Permanent way and structures of the Toledo Urban and Interurban Railway. Von Worley. (Eng. News 13. Juli 05 S. 38/40*) Kurze Angaben über die Anlage des Oberbaues, die Haltestellen usw. der rd. 100 km langen Linie.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Die Lütticher Weltausstellung. Das Eisenbahnwesen. Von Schwarze. Forts. (Glaser 15. Juli 05 S. 85/89* mit 1 Taf.) $^{3}/_{5}$-gekuppelte Tenderlokomotive von Zimmermann, Hanrez & Co., Monceau an der Sambre, und $^{2}/_{4}$-gekuppelte Schnellzuglokomotive und vierachsiger Personenwagen der A.-G. La Métallurgie, Tubize.

The Liége Exhibition. (Engineer 21. Juli 05 S. 56/58) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05.

Auffallende Zerfressung einer kupfernen Feuerbüchse. Von Reischle. (Z. bayr. Rev.-V. 15 Juli 05 S. 123/25*) Die Anfressungen an einer kleinen Tenderlokomotive, deren Ursache nicht festgestellt werden konnte, sind nur beim Kupfer aufgetreten, während alles Eisen erhalten geblieben ist. Schluß folgt.

Eisenhüttenwesen.

Mechanische Hochofenbegichtung. (Stahl u. Eisen 15. Juli 05 S. 826/32*) Kritische Besprechung amerikanischer Konstruktionen.

Untersuchung über den Ursprung eines Blasenraumes in einem Flußeisenblocke. Von Wedding. (Stahl u. Eisen 15. Juli 05 S. 832/35* mit 1 Taf.) Herstellung einer Schiffswelle aus einem Stahlgußblock, wobei Risse und nach einer Schlagprobe ein Hohlraum entdeckt wurden. Untersuchung des Stahlkörpers und Ratschläge zum Vermeiden ähnlicher Fehlerstellen.

Fortschritte im Bau von Gasöfen für Eisenhüttenwerke. Von Desgraz. Schluß. (Stahl u. Eisen 15. Juli 05 S. 814/26*) Darstellung der Konstruktion und Wiedergabe von Betriebsergebnissen verschiedener Ausführungen von Weardale-Oefen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Bridge over the River Zambesi at Victoria Falls, Rhodesia. Forts. (Engng. 21. Juli 05 S. 75/79* mit 1 Taf.) S. Zeitschriftenschau v. 22. Juli 05. Forts. folgt.

A double-deck railroad bridge with braced end posts. (Eng. Rec. 8. Juli 05 S. 41*) Konstruktionszeichnung einer 31 m langen Brücke der Delaware, Lackawanna and Western R. R. über den Passaic River.

The deflection of continuous railbearers. Von am Ende. (Engng. 21. Juli 05 S. 69/70*) Statik und Dynamik von Eisenbahnbrücken. Feststellung der konstanten Größen. Forts. folgt.

The Connecticut Avenue concrete arch bridge, Washington, D. C. (Eng. Rec. 8. Juli 05 S. 30/33*) Die Straßenbrücke über den Rock Creek ist rd. 410 m lang und hat 7 Oeffnungen von 24,5 und 45 m Weite. Bei 15,5 m Breite nimmt die Brücke eine 10,5 m breite Fahrbahn mit Straßenbahngleisen und zwei 2,4 m breite Fußgängerwege auf. Konstruktion der Brücke und Mitteilungen über den Bau.

A reinforced concrete bridge in Manila. (Eng. Rec. 8. Juli 05 S. 49*) Straßenbrücke von 13,8 m Spannweite, gebaut von J. G. White & Co. in New York.

Elektrotechnik.

Power house for the New York Central electric lines. (El. World 15. Juli 05 S. 95/98*) Die Anlage dient als Ergänzung für die Wasserkraftanlage in Utica zum Speisen der Ueberlandstrecken der Bahn und enthält 16 Wasserrohrkessel, zwei 1000 KW- und drei 2000 KW-Curtis-Turbodynamos, die Drehstrom von 2300 V und 40 Per./sk liefern. Die Spannung wird zur Fernleitung auf 17100 V erhöht.

Transport d'énergie électrique à 40000 volts entre Gromo et Nembro (Lombardie). Von Sidler. (Génie civ. 8. Juli 05 S. 153/57* mit 1 Taf. u. 15. Juli S. 181/84*) Wasserkraftanlage mit drei Turbinen für 295 m Gefälle und 0,34 cbm/sk Wassermenge, die je einen Drehstromerzeuger von 750 KW und 4000 V antreiben. Der Drehstrom wird mit 20000 bis 40000 V nach verschiedenen Ortschaften übertragen.

The variation of electrical resistance in the contact of carbon and cast iron. Von Schoenau. (El. World 15. Juli 05 S. 99/100*) Versuche über die Abhängigkeit des Uebergangswiderstandes von der Stromdichte, vom Druck und von der Geschwindigkeit, wenn Kohle und Eisen aufeinander gleiten.

Feuerungsanlagen.

Zugvorgänge bei Feuerungsanlagen. Von Dosch. (Z. Dampfk. Maschbtr. 12. Juli 05 S. 270/73*) Bewegung von Gas durch eine dünne Wand. Widerstandlose Strömung in Kanälen. Berücksichtigung der Widerstände. Schluß folgt.

Gießerei.

Die Ausnutzung des Brennstoffes im Kupolofen. Von Meyer. (Gießerei-Z. 1. Juli 05 S. 433/36 u. 15. Juli S. 469/72) Verbrennungsvorgänge und erforderlicher Luftüberschuß. Winderwärmung. Wärmeverteilung im Ofenschacht. Kuppelöfen mit zwei Düsenreihen.

Hebezeuge.

180-ton sheer-legs at Chatham Dockyard. (Engng. 21. Juli 05 S. 81* mit 1 Taf.) Der Kran wird durch drei Dampfmaschinen betrieben.

Heizung und Lüftung.

New mechanical plant of the Connecticut Hospital for the Insane. (Eng. Rec. 8. Juli 05 S. 44/47*) Das Krankenhaus beherbergt 2200 Kranke und 300 Aerzte und Angestellte. Darstellung der Heizanlage, die auch für den Küchenbetrieb verwendet und von 8 Dampfkesseln gespeist wird. Lüftung. Kühlanlage.

Maschinenteile.

The friction clutch. Von Edgar. (Am. Mach. 15. Juli 05 S. 859/60) Berechnung der Abmessungen und der übertragenen Leistung.

Ueber neuere Riementriebe. Von Hundhausen. Schluß. (Dingler 15. Juli 05 S. 436/40*) Spannvorrichtungen.

Drahtseile und große Spannweiten. Von Abt. (Schweiz. Bauz. 15. Juli 05 S. 30/33*) Allgemeines über Herstellung von Drahtseilen. Anforderungen an die Festigkeit. Beispiele der Verwendung von Seilleitungen mit großen Spannweiten.

Chain making by electric welding. Von Andris-Jochams. (Iron Age 13. Juli 05 S. 81/84*) Nach dem Verfahren von Giraud werden die Kettenglieder fortlaufend abgeschnitten, gebogen und ineinander gesteckt. In einem weiteren Arbeitsgange werden die schrägen Stoßfugen der einzelnen Glieder elektrisch geschweißt.

Materialkunde.

Le laboratoire de mécanique de l'École Nationale Supérieure des Mines. Von Sauvage. (Ann. Mines 05 Heft 4 S. 371/79* mit 2 Taf.) Kurze Uebersicht über die aufgestellten Prüfmaschinen.

Gießereiroheisen-Anforderungen von ausländischen Spezialgießereien. Von Simmersbach. (Gießerei-Z. 1. Juli 05 S. 448/45) Vorschriften der Westinghouse Electric Co. in Pittsburg, von Dr. Oskar Nagel in New York, und der Thomson Houston Co. in Rugby.

Causes of rail failures in service. Von Job. (Iron Age 13. Juli 05 S. 92/94*) Ergebnisse von Materialprüfungen an Schienen der Philadelphia and Reading Railway. Einfluß von Hohlräumen. Einfluß des Kohlengehaltes und des Schienenprofiles. Ursachen der Verschlechterung des Schienenmateriales.

Les alliages de cuivre. État actuel des nos connaissances théoriques et pratiques. Von Guillet. Schluß. (Génie civ. 8. Juli 05 S. 158/62* u. 15. Juli S. 184/88*) Kupfer-Zink- und Kupfer-Aluminium-Legierungen.

Investigation of the effect of heat upon the crushing strength and elastic properties of concrete. Von Woolson. (Eng. News 13. Juli 05 S. 35/38*) Eingehender Bericht über die von der American Society for Testing Materials angestellten Versuche.

Low-pulling Portland cements. Von Aiken. (Eng. Rec. 8. Juli 05 S. 51) Ergebnisse von Versuchen an Probekörpern aus reinem Zement und aus Zementmörtel mit einem Mischungsverhältnis von 1 : 2.

Mechanik.

Die Berechnung von ringförmigen Fabrikschornsteinen in Eisenbeton. Von Landmann. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 05 Heft 3 S. 277/94*)

Einiges über Erddruck. Von Francke. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 05 Heft 3 S. 295/310*) Ableitung eines Verfahrens zur Berechnung des Erddruckes bei verschiedenen Böschungswinkeln.

Maximum bending moments due to rolling loads. (Engineer 21. Juli 05 S. 54/56*) Ableitung eines einfachen Verfahrens zur Ermittlung der Biegungsbeanspruchungen.

Flow of air in metal pipes. Von Kinealy. (Eng. Rec. 8. Juli 05 S. 33/35) Rechnerische Untersuchung mit Rücksicht auf die Widerstände.

Meßgeräte und -verfahren.

Der Oszillograph der Siemens & Halske-Aktiengesellschaft. Von Hornauer. Schluß. (Z. f. Elektrot. Wien 23. Juli 05 S. 445/49*) Verwendung des Gerätes und Wiedergabe aufgenommener Kurven.

Metallbearbeitung.

An English two-spindle radial drill and some workshop gages. Von Chubb. (Am. Mach. 15. Juli 05 S. 858/59*) Bohrmaschine mit zwei unabhängigen Spindelträgern, gebaut von J. Buckton & Co. in Leeds. Rundmaße und Hohlmaße von Bruce.

Armour plate nut-facing and chamfering machine. (Am. Mach. 15. Juli 05 S. 862/63*) Die mit einem vierseitigen Drehkopf ausgerüstete Drehbank ist von der John Holroyd Company in Milnrow, England, gebaut.

Motorwagen und Fahrräder.

Internationale Automobilausstellung in Berlin. Von Pflug. Forts. (Glaser 15. Juli 05 S. 81/84*) Wagen mit Reibrädergetrieben.

Rotationskraftmaschinen und ihre Bedeutung für die Automobilindustrie. Von Albrecht. (Motorw. 20. Juli 05 S. 448/50*) Darstellung und Erläuterung der Wirkungsweise der Ma-

schinen von Patschke, Baldensberger und Seymour. Kapselwerke. Schluß folgt.

Pumpen und Gebläse.

Progress in valves for air and gas compressors. Von Allen. (Eng. Magaz. Juli 05 S. 531/36) Kurze Betrachtung über die Möglichkeit, schnellaufende Kompressoren mit selbsttätigen Saugventilen zu bauen. Vorteile der zweistufigen Kompressoren.

Schiffs- und Seewesen.

The influence of depth of water on the speed of destroyers. Von Yarrow. (Engng. 21. Juli 05 S. 96/99*) Bericht über Versuche mit Torpedobootzerstörern von 550 bis 600 t Wasserverdrängung.

The influence of depth of water on speed. Von Marriner. (Engng. 21. Juli 05 S. 99/100*) Schlußfolgerungen aus Versuchen mit Schiffen verschiedener Art und Größe.

The Institution of Naval Architects. (Engng. 21. Juli 05 S. 88/91) Meinungsaustausch über die vorstehend erwähnten Abhandlungen von Yarrow und Marriner und über einen Vortrag von Rota »Experiments with models of constant length and form of cross section, but with varying breadth and draught.«

Einiges über Schiffselektrotechnik. Von Schulthes. Schloß. (Glaser 15. Juli 05 S. 25/30*) Kabelarmaturen. Kraftübertragung. Meinungsaustausch.

Textilindustrie.

Les chargeuses automatiques pour matières textiles. Von Dantzer. Forts. (Ind. textile 15. Juli 05 S. 257/60*) Selbsttätige Aufgebemaschinen für Wollkrempel von Lemaire und de Viry.

Antrieb für die Lieferwalzen von Selbstspinnern. (Leipz. Monatschr. Textilind. 30. Juni 05 S. 164/65*) Der Antrieb der Lieferwalzen weicht dadurch von den bisherigen Ausführungen ab, daß den Walzen während des ganzen Wagenspiels außer der gewöhnlichen Lieferbewegung eine langsame stetige Drehung erteilt wird.

Kreuzwindevorrichtung für Selbstspinner. (Leipz. Monatschr. Textilind. 30. Juni 05 S. 165/66*) Der Aufwinder erhält neben der gewöhnlichen, von der Formschiene erzeugten langsamen noch eine zweite Bewegung.

Unfallverhütung.

Safety appliances for cotton-spinning mules. III. Von Crabtree. (Engng. 21. Juli 05 S. 74/75*) Schutzvorrichtungen für Wagenräder an Selfaktoren.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Methods for the starting of the gas engine. Von Mathot. (Eng. Magaz. Juli 05 S. 559/62) Andrehen von Gasmaschinen mittels des Schwungrades. Kompressionsverminderung. Anlassen mit Druckluft. Prüfung der Zündvorrichtung.

Wasserkraftanlagen.

Beitrag zur Berechnung der Eintrittsgrößen einer Wasserturbine. Von Neumann. (Dingler 8. Juli 05 S. 417/20*)

Druckschwankungen in Turbinenzuleitungsrohren. Von Budau. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 21. Juli 05 S. 417/24*) Arbeitsleistung des in einer Rohrleitung strömenden Wassers und der Wasserschlag. Druckzunahme in der Leitung bei plötzlichem Abschluß. Druckerhöhung bei bestimmter Schlußzeit. Mittel, um den Wasserschlag unschädlich zu machen. Schluß folgt.

Wasserversorgung.

The selection of water works pumping machinery. Von Hill. (Eng. Rec. 8. Juli 05 S. 39/41) Ermittlung der Leistung des Wasserwerkes und der Maschinen. Bauvorschriften für Ausschreibungen. Forts. folgt.

Werkstätten und Fabriken.

The new works of the Ingersoll-Sergeant Drill Company at Phillippsburg, N. J. Forts. (Am. Mach. 22. Juli 05 S. 1/6*) Tunnel zwischen dem Kraftwerk und den Werkstätten. Heizungsanlage. Gießerei mit 4 Kupolöfen und elektrischen Gebläsen. Modelltischlerei.

A large locomotive building and repair works in France. Von King. (Eng. Magaz. Juli 05 S. 495/507*) Die Werkstätten der französischen Ostbahn in Epernay sind für die Instandhaltung der 1422 Lokomotiven sowie für den Bau von neuen Lokomotiven bestimmt und beschäftigen 1500 Arbeiter. Darstellung des Kesselhauses und der Montagehallen.

Rundschau.

Die richtige Belichtungszeit für die photographische Platte ist das Produkt aus mehreren Faktoren, die teils genau, teils nur annähernd bestimmt werden können. Als wichtigste sind zu nennen: 1) der Stand der Sonne, 2) die Art der Bewölkung, 3) die Art des aufzunehmenden Gegenstandes, 4) die Empfindlichkeit der Platte, 5) die Abblendung. Von diesen sind die letzten beiden genau und einfach zu bestimmen; sie werden auf den Objektivblenden und den Plattenpackungen verzeichnet. Für die Art des aufzunehmenden Gegenstandes sowie für die Bewölkung hat man eine Reihe Abstufungen aufgestellt, und es ist Sache der Uebung, hier den richtigen Grad herauszufinden. Der Stand der Sonne schließlich ändert sich sowohl mit der Tageszeit wie mit der Jahreszeit; er ist auch von dem Breitengrade, unter dem die Aufnahme gemacht wird, abhängig, aber für jeden Augenblick und jeden Ort genau bestimmbar.

Belichtungsmesser von Kowalewsky.

Bei dem **Belichtungsmesser von Kowalewsky** (D. R. G. M. 192951), s. die Figur, wird die Sonnenhöhe an einem Quadranten bestimmt, der, in richtiger Weise gegen die Sonne gehalten, an der Schräge des Schattens, den der Finger auf den Quadranten wirft, eine hinreichend genaue Gradablesung gestattet. Freilich wird die Angabe, wie man sich leicht durch den Gebrauch überzeugen kann, ungenau, wenn der Quadrant nicht genau senkrecht und gleichlaufend zu den Sonnenstrahlen gehalten wird; jedoch bergen die unter 2) und 3) genannten Faktoren viel größere Fehlerquellen, und schließlich wird es ja immer Sache des Entwickelns sein, die bei der Belichtung gemachten Fehler zu beheben, und unsre neueren Entwickler gewähren in dieser Beziehung den weitesten Spielraum.

Ist die Sonnenhöhe bestimmt, so wird die Belichtung durch Einstellen zweier Schieber gefunden. Den Schieber *a*, auf dem 10 verschiedene Klassen von Gegenständen aufgezeichnet sind, stellt man mit seinem oberen Rand auf die betreffende, seitlich an den Führungen des Schiebers aufgezeichnete Sonnenhöhe ein. Der unter *a* liegende, rechtwinklig zu ihm laufende Schieber *b* trägt die Zahlentafel für die Belichtung und in dem Ausschnitt am Kopfe die Nummer der Blende. Die feststehende Zunge *c* über den Schiebern enthält 7 Pfeile für die Arten der Bewölkung, und indem man die gewählte Blende über den Pfeil der vorliegenden Bewölkung einstellt, kann man über der auf dem Schieber *a* aufgedruckten Zeile, die die Art des Gegenstandes darstellt, die richtige Belichtung sofort ablesen. Kommt man dabei zu Werten, die das Objektiv oder der Verschluß nicht zu machen gestattet, so muß man eine andre Blende wählen, oder aber die Zahlentafel zeigt, daß der Gegenstand zu der Zeit, bei der Beleuchtung, mit dem zur Verfügung stehenden Objektiv überhaupt nicht richtig aufzunehmen ist.

Ein Uebelstand ist der, daß die Sonnenhöhe nur genau abgelesen werden kann, wenn wirklich die Sonne scheint, weil sonst der Schatten des Fingers nicht deutlich genug wird. Es

können aber für jeden einzelnen Breitengrad oder hinreichend genau auch für einen breiteren Streifen der Erde Tabellen für jeden Monat aufgestellt werden, die auch schon in verschiedener Ausführung vorhanden sind. Der Erfinder selbst gibt an, man solle zu Anfang mehrfach solche Bestimmungen der Sonnenhöhe machen und werde sich dann leicht für einen nicht sonnigen Tag durch Schätzung helfen können. Alles in allem ist der Belichtungsmesser bei mäßigem Preise recht handlich und übersichtlich und dürfte namentlich dem Nichtfachmann, — der Fachmann wird sich am besten auf seine Erfahrung und sein geübtes Auge verlassen — wertvolle Fingerzeige geben.

Zur Lösung von dampftechnischen Fragen im Interesse seiner Mitglieder hat der Bayerische Revisionsverein eine eigene **Versuchsanstalt in München** errichtet, die vor kurzem in Benutzung genommen worden ist[1]). Ihre Einrichtung verdient auch darum größte Beachtung, weil die Anstalt zur Durchführung der Versuche über die Eigenschaften und die Verwendung des überhitzten Wasserdampfes ausersehen ist, die unter Mitwirkung des Vereines deutscher Ingenieure angestellt werden. Auf diese Bestimmung ist bei dem Entwurf der Anlage und ihrer Ausrüstung Rücksicht genommen worden.

Wegen der großen Verschiedenheiten der in Bayern verwendeten Kohlenarten — es kommen alle deutschen und böhmischen Kohlenbezirke in Betracht — ist der Ausrüstung der Dampfkesselanlage besondre Aufmerksamkeit geschenkt worden. Sie enthält einen Einflammrohrkessel für 13 at Ueberdruck von 39 qm Heizfläche, der mit Planrostfeuerung versehen ist und zu Versuchen mit allen Abarten dieser Feuerung sowie mit selbsttätigen Beschickvorrichtungen benutzt werden kann. Das Kesselmauerwerk schließt einen Schwoererschen Ueberhitzer ein, der aber von den Feuerzügen abgeschaltet und selbständig geheizt werden kann, um ganz unabhängig von der Kesselleistung, dem Dampfdruck und der Kohlenart jede gewünschte Dampftemperatur erzielen zu können. Die beiden Ueberhitzerhälften sind parallel oder hintereinander schaltbar. Zur Untersuchung von Schräg- oder Stufenrostfeuerungen ist ferner ein Wasserrohrkessel von rd. 50 qm Heizfläche für 16 at Ueberdruck vorhanden. Dieser ist mit einem in die Rauchzüge eingebauten, engrohrigen Ueberhitzer ausgerüstet, dessen beide Teile sich hinsichtlich der Dampf- und hinsichtlich der Rauchgasführung parallel oder hintereinander schalten lassen.

Im Maschinenraum ist eine liegende Verbundmaschine von 225 und 380 mm Zyl.-Dmr. und 600 mm Hub aufgestellt, die an beiden Seiten mit Ventilsteuerung arbeitet und für 120 Uml./min gebaut ist. Durch Aendern der Regulatorübersetzung kann jedoch die Geschwindigkeit auf die Hälfte herabgesetzt werden. Die Maschine arbeitet mit Oberflächenkondensation; das Kühlwasser wird in einem Kaminkühler rückgekühlt, sodaß nur das verdunstete Wasser aus der städtischen Wasserleitung ersetzt zu werden braucht. Beide Zylinder der Versuchsmaschine sind mit absperrbarer Mantelheizung versehen, die mit frischem Dampf von geringerem Druck gespeist wird. Aus dem heizbaren Aufnehmer kann auch dem Niederdruckzylinder überhitzter Dampf zugeführt werden. Ueber die in großer Zahl vorhandenen Meßeinrichtungen und Armaturen der Anlage geben Fig. 1 und 2 einigen Aufschluß.

Fig. 1 und 2.

Versuchsanstalt des Bayerischen Revisionsvereines.

[1]) Zeitschrift des bayerischen Revisionsvereines 15 April und 1. Mai 1905.

Der an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg seit 1890 bestehende technisch-chemische Unterricht hat in den letzten Jahren eine solche Bedeutung gewonnen, daß die dafür zur Verfügung stehenden Räume völlig unzulänglich geworden sind; daher ist jetzt im Anschluß an das chemische Laboratorium ein **Institut für chemische Technologie** in einem Anbau geschaffen. Das dreistöckige Gebäude enthält im Erdgeschoß ein Laboratorium, im ersten Geschoß einen Arbeitssaal und im zweiten Geschoß einen Hörsaal, die übereinander angeordnet sämtlich eine Grundfläche von $22{,}68 \times 7{,}75$ m einnehmen. Die kleineren Zimmer des Erd- und ersten Geschosses dienen als Dozenten- und Assistentenzimmer, sowie

für besondre Arbeiten, mit denen jeweils nur wenige Studierende beschäftigt sind; im zweiten Geschoß sind in den Nebenräumen Sammlungen untergebracht, und auch das Dachgeschoß ist für Sammlungszwecke bestimmt. Das Kellergeschoß enthält Räume für Schießöfen, Vorratsräume für Chemikalien, Maschinenanlagen für die Erzeugung von Druckluft, für den Betrieb des Personen- und Lastaufzuges, für die Heizung und Lüftung und einen Akkumulatorenraum. Der Hörsaal hat insgesamt 167 Sitze, davon sind 20 auf einer Galerie untergebracht, 24 Plätze sind nur als Reitsitze ohne Schreibpult ausgeführt. Als Beleuchtung ist Glühlicht verwendet, mit Ausnahme des Hörsaales, der Bogenlicht hat. Die Fenster sind bei allen Arbeitsräumen als Doppelfenster mit aufeinander liegenden Flügeln ausgeführt, bei denen mit einem Handgriff beide Doppelflügel zugleich geöffnet werden können. Diese Einrichtung ermöglicht eine schnelle und kräftige Lüftung bei Explosionen und plötzlicher starker Dampfentwicklung. Als Fußbodenbelag ist entgegen dem sonstigen Gebrauch in chemischen Laboratorien Linoleum auf Zementestrich verwendet; nur in einzelnen Räumen, wie Spülraum und Aborten, sind Fliesen verlegt. Die Gesamtkosten sind auf 680000 *M* veranschlagt; davon entfallen 370000 *M* auf den Rohbau und rd. 80000 *M* auf Einrichtungen.

Für die Zwecke der Kriegs- und Handelsmarine läßt die deutsche Reichsregierung in **Tsingtau** ein großes eisernes **Schwimmdock** erbauen, dessen Fertigstellung nahe bevorsteht. Seine Tragfähigkeit beträgt 16000 t, übersteigt somit das Gewicht der größten vorhandenen Panzerschiffe um etwa 2000 t.

Schwimmdock für Tsingtau.

Das Dock ist 125 m lang und außen 39 m breit. Der zur Aufnahme der Schiffe bestimmte Innenraum ist unten 30 m, oben 33 m breit. Die Höhe vom Boden bis zu den oberen Seitendecks beträgt rd. 19 m. Aus diesen Angaben läßt sich die gewaltige Größe des Bauwerkes ermessen. Das Ponton des Docks ist in 5 einzelne Teile aufgelöst, die unter sich durch die Seitenkasten verbunden werden, welche über die Länge des ganzen Docks laufen. Jedes einzelne dieser Pontons enthält 2 gewaltige Pumpenanlagen, die in ihrer Gesamtheit imstande sind, das Dock mit einem Schiff aus der tiefsten Lage in etwa 2 Stunden aufzupumpen. Zum Betrieb der Pumpen dient elektrischer Strom, der vom Lande zugeführt wird. Das Dock, mit dessen Anfertigung die Gutehoffnungshütte in Oberhausen betraut war, ist jetzt fertig gestellt und bereit, vom Stapel gelassen zu werden. Die obenstehende Abbildung, hergestellt nach einer am 25. Februar d. J. aufgenommenen Photographie, zeigt das Dock in dem Augenblick, wo der letzte Spant eingesetzt wurde.

Mit dem 1. Juli 1905 ist in **Japan** ein **Gesetz zum Schutz von Gebrauchsmustern** in Kraft getreten, das erste dem deutschen nachgebildete Gebrauchsmustergesetz. Geschützt werden Erfindungen, die dem Gebrauchszweck durch neue Gestaltung oder Konstruktion dienen, außerdem aber auch neue Zusammensetzungen. Für die Beurteilung der Neuheit und Schutzfähigkeit sind im übrigen die deutschen Grundsätze maßgebend. Die Schutzdauer beträgt zunächst drei Jahre und kann auf weitere drei Jahre verlängert werden, wobei für die ersten drei Jahre 15 Yen und für die zweiten 30 Yen bezahlt werden müssen. Gegenüber dem deutschen weist das japanische Gebrauchsmustergesetz folgende Unterschiede auf: Wenn mehrere Anmeldungen an dem gleichen Tage eingereicht werden, so sollen sie, wenn keine Einigung zwischen den Anmeldern zustande kommt, sämtlich abgewiesen werden. Wer ein Gesuch um ein Patent oder ein Geschmacksmuster eingereicht hat und damit abgewiesen worden ist, kann auf den gleichen Gegenstand ein Gebrauchsmuster anmelden, wobei ihm die Priorität des früheren Schutzgesuches gewährt wird, wenn die Anmeldung innerhalb 30 Tagen erfolgt. Die Anmeldungen zu Gebrauchsmustern werden von Beamten des Patentamtes geprüft und können abgewiesen werden, wenn sie augenscheinlich bekannte oder solche Gegenstände betreffen, die bereits durch Gebrauchsmuster geschützt sind. Gegen die Abweisung der Anmeldungen kann Beschwerde erhoben werden. Löschungs- und Verletzungsklagen, die in Deutschland bei den ordentlichen Gerichten durchgeführt werden müssen, sind in Japan beim Patentamt einzureichen; für Berufungen gegen die Entscheidung des Patentamtes ist das Reichsgericht zuständig. (Bayerisches Industrie- und Gewerbeblatt 22. Juli 1905)

In Tacoma, Wash., ist vor kurzem ein **Schornstein aus Eisenbeton** vollendet worden, der bei **93,75 m Höhe** sogar jenen der Tennessee Copper Co.[1]) übertrifft. Der Schornstein dient zum Abführen der schädlichen Gase aus den Schmelzöfen der Tacoma and Smelter Co. und ist vollkommen getrennt von den übrigen Gebäuden des Werkes auf einem Betonblock von 11 × 11 qm Fläche und 1,83 m Dicke gegründet. Die lichte Oeffnung beträgt 5,5 m, der Außendurchmesser 6,4 m. Bis zu 27 m Höhe ist der Schornstein doppelwandig ausgeführt, mit 125 mm Luftraum zwischen den Wänden, um den schädlichen Einfluß der großen Temperaturunterschiede abzuschwächen. Zur Verstärkung des Mauerwerkes dienen T-Eisen, die der ganzen Länge nach durchlaufen. Der Schornstein ist von innen aus mit geteilten Formen in Stücken von 0,9 m Länge aufgebaut worden. Von dem doppelwandigen Stück sind 0,9, von dem einfachen rd. 1,8 m täglich fertiggestellt worden. Der Bau des Schornsteins soll 119000 *M* gekostet haben. (Scientific American 15. Juli 1905)

[1]) Z. 1905 S. 184.

Die seit Jahren betriebenen Arbeiten an dem die alte Stadt **Brügge** in Belgien mit der Nordsee verbindenden **Grofsschiffahrtskanal** sind soweit gefördert, daß der Kanal seit einigen Wochen teilweise in Betrieb genommen worden ist. Die Länge des Wasserweges von Zeebrügge, dem Außenhafen, bis Brügge beträgt rd. 10 km. Der Kanal ist in der Wasserlinie 70 m, an der Sohle 22 m breit und 8 bis 8,5 m tief. Das ganze Werk einschließlich der großartigen Hafenanlagen in Brügge und Zeebrügge wird in ungefähr 3/4 Jahren fertiggestellt sein. Die Baukosten belaufen sich auf rd. 50 Mill. *M*.

Das **Iron and Steel Institute** hält seine **Herbstversammlung** in der Zeit vom **26. bis 29. September** ab. Damit ist eine Besichtigung des Metallurgischen Institutes der Sheffielder Universität, über das ein Vortrag des Leiters, Prof. J. O. Arnold, auf der Tagesordnung steht, sowie zahlreiche Besichtigungen von Fabriken verbunden. Die übrigen Vorträge behandeln u. a. die Natur des Troostits, das Vorkommen von Cu, Co und Ni in amerikanischen Roheisensorten, Lunkerbildung in Stahlblöcken, überhitztes Flußeisen, Masselbrecher, Einfluß des Kohlenstoffes auf Nickel und Eisen, Flußeisen beim Bau von Motorwagen.

Der Deutsche Automobilklub schreibt einen **internationalen Wettbewerb für Prüfung von Motorwagen für den Omnibusverkehr oder zur Lastenbeförderung aus.** Die Versuchsfahrten, die je nach der Größe des Motorwagens über eine Strecke von 70 bis 100 km ausgedehnt werden sollen, finden unter der Aufsicht von Mitgliedern des Prüfungsausschusses vom 9. bis zum 14. Oktober d. J. auf Chausseen oder Straßen mit gewöhnlichem Pflaster statt. Die Teilnahme ist für Wagen mit jeder Betriebsart offen. Der genaue Wortlaut der Wettbewerbsbedingungen ist beim Generalsekretariat des Deutschen Automobilklubs, Berlin, erhältlich.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 160442. Umsteuerbare Dampfturbine. E. Dalchow, Berlin. Um die Drehrichtung der getriebenen Welle *c* umzukehren, löst man die Kupplung *de*, schwenkt die Turbine *a* samt Dampfein- und -auslaßrohr *i*, *k* (in Drehstopfbüchsen) auf der Drehscheibe *lmo* um 180° und schließt die Kupplung d_1, e; *f* und *g* sind Bremsen. In einer Abänderung wird *a* um eine wagerechte Achse geschwenkt.

Kl. 14. Nr. 159693. Wärmeschutzmantel. W. Platz, Weinheim a/Bergstr. Die Wandung des Dampfraumes ist außen bei *b* und der Mantel *c* innen bei *d* mit blanker Oberfläche (Nickelüberzug oder dergl.) versehen, zwischen denen sich eine Luftschicht *a* befindet, so daß die schon verminderte Wärmestrahlung von *b* durch *d* zurückgestrahlt wird.

Kl. 14. Nr. 160443. Ventilsteuerung. Hohenzollern A.-G. für Lokomotivbau, Düsseldorf-Grafenberg. Der Mitnehmer *k* ist am Gliede *g* befestigt, das bei *e* durch einen um den Drehpunkt des Ventilhebels *i* schwingenden Lenker *h* geführt wird und bei *c* an die Exzenterstange *b* angeschlossen ist, deren Lenker *n* vom Regler durch Drehen des Exzenters *d* verstellt wird. Dadurch wird erreicht, daß *k* bei jeder Reglerstellung nahezu dieselbe ellipsenähnliche Bahn beschreibt und immer fast genau rechtwinklig auf *i* trifft.

Kl. 46. Nr. 159763. Viertaktmaschinen-Regelung. F. Haardenbrook und W. Rice, Jowa-Falls (V. S. A.). Die halb so schnell wie die Hauptwelle gedrehte Steuerwelle *w* öffnet mittels Kurbel *k*, Stange *s*, Anschläge *a*, *b* und Steuerstange *t* das Auspuffventil, und durch Einstellen der Mutter *a* auf *s* kann der Beginn und die Größe des Ventilhubes geregelt werden. Bei zu großer Geschwindigkeit wird das Auspuffventil offen gehalten, indem der federbelastete Fliehkrafthebel *f* nach außen ausschlägt und die mit einem kegelförmig abgeschrägten Ringe *e* verbundene Stange *g* durch die Feder *h* so um den Zapfen *i* gedreht wird, daß sie die Stange *t* am Anschlage *u* fängt.

Kl. 46. Nr. 159896. Andrehvorrichtung. Daimler-Motoren-Gesellschaft, Untertürkheim bei Stuttgart. Schiebt man die Andrehkurbel *a* nach rechts, um die Klauenkupplung zwischen *a* und der Kurbelwelle *k* einzurücken, so wird mittels des Gestänges *mzh* die Steuerwelle *s* so verschoben, daß die Rolle *r* der (Auspuff- oder Einlaß-) Ventilstange *v* nicht nur von dem Steuernocken *n*, sondern während des Verdichtungshubes zur Erleichterung des Andrehens auch von einem Ansatze *d* gehoben wird. Beim Anlaufen wird *a* selbsttätig nach links geschoben und *d* aus dem Bereich von *r* gebracht.

Kl. 47. Nr. 160423. Reibrollengetriebe. O. R. P. Berglund und B. O. W. Hesselman, Stockholm. Die treibende Welle *a* wirkt mit dem Ansatze *g* eines Bundes auf das eine Ende der Schraubenfeder *e*, deren andres Ende durch die Reibung eines mit *e* verbundenen Kegelringes *f* zurückgehalten wird, so daß sich *e* entsprechend der zu übertragenden Kraft aufrollt und an die Reibrollen *b* gedrückt wird. Hierdurch wird, wenn die Hülse *d* festgestellt ist, der Reibrollenträger *ch*, wenn der Träger festgehalten wird, die Hülse *d* in Umlauf gesetzt. Bei umgekehrter Drehung von *a* wirken g_1, e_1, f ebenso.

Kl. 60. Nr. 159674. Verfahren zur Regelung der Leistung. F. Strnad, Berlin-Schmargendorf. Um den Gang einer Schiffs-, Förder-, Walzenzugmaschine usw. zu ändern, wirkt der Führer nicht unmittelbar auf die Steuerung (Zündung, Schaltung usw.) ein, sondern er verstellt durch einen Hebel *e* die Geschwindigkeit eines Leistungsreglers *l*, indem z. B. mittels des Gestänges *cbrs* die Stützpunkte *z* der Pendelarme verschoben werden, worauf der Regler selbsttätig durch die Stange *i* die notwendige Füllung usw. herbeiführt und, wenn die Höchstgeschwindigkeit überschritten wird, auch selbsttätig die Sicherheitsvorrichtungen (Absperrventil, Bremse usw.) zur Wirkung bringt; beim Umsteuern wird mittels des Hebels *h* die Stange *i* umgelegt. Wenn der Gangwechsel der Maschine sich an bestimmten Stellen regelmäßig wiederholt (An- und Auslauf von Fördermaschinen), so stellt die Maschine den Regler *l* selbsttätig ein.

Kl. 60. Nr. 160157 (Zusatz zu Nr. 157869). **Regler mit Stellhemmung.** J. M. Voith, Heidenheim a/Brenz. Wenn die Hülse *a* des Reglers *b* infolge Entlastung der Maschine steigt und mittels des Gestänges *cd* und des Steuerkolbens *e* die Hülfsmaschine *hi* zum Verstellen der Steuerwelle *q* anläßt, wird *e*, um die Weiterbewegung von *i* zu hemmen, durch zwei Vorrichtungen in die Mittellage zurückgeführt, von denen die erste schnell, die andere langsam wirkt, um das Ueberregeln zu verhindern. Es wird nämlich mittels des Gestänges *nopl* der Bremstopf *f* samt Stange *r*, Bügel *y* und Hülsen *k*, *m* gesenkt; vermöge des in *f* entstehenden Unterdruckes aber sinkt der Tauchkolben *g* mit der Stange *w* schneller als *r* und bringt, wenn *a* nur wenig steigt, den Steuerkolben *e* mittels des Gestänges *wstcd* früher in die Mittellage zurück, als *s* den toten Gang *z* zurückgelegt hat; dagegen wird *e*, wenn *a* um ein großes Stück verstellt wird, durch das langsame Sinken der Oelbremse *f* auf dem feststehenden Kolben *u* zurückgeführt. Bei drei andern Ausführungsbeispielen tritt, nachdem der tote Gang *z* zurückgelegt ist, eine Schleppfeder in Wirkung.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Definition des Kilogramms als Krafteinheit [1]).

Sehr geehrte Redaktion!

In Nr. 46 des laufenden Jahrganges der Vereinszeitschrift findet sich der Wortlaut einer Eingabe des Vereinsvorstandes an das Reichsamt des Innern vor, in welcher letzteres ersucht wird, in die neue Maß- und Gewichtsordnung des Deutschen Reiches auch eine Festsetzung der Krafteinheit aufzunehmen, und zwar wird für diese die Kilogrammschwere in Paris vorgeschlagen. Ob es notwendig und zweckmäßig, ja überhaupt nur wünschenswert ist, die Festsetzung der Krafteinheit für einen Teil der technischen Wissenschaften durch ein Reichsgesetz zu bewirken, mag dahingestellt bleiben. Was mich veranlaßt, Sie um Aufnahme der folgenden Zeilen in die Vereinszeitschrift zu bitten, ist die Begründung des erwähnten Antrages. In dieser sind einige Behauptungen enthalten, welche sich mit ganz bekannten Tatsachen schlechterdings nicht in Einklang bringen lassen, und schon deshalb einer Richtigstellung bedürfen, weil sie sich einer gesunden, dringend nötigen Reform unsrer Maßeinheiten hindernd in den Weg legen könnten.

1) wird behauptet, daß »bekanntlich der heutige Sprachgebrauch und die gesamte technisch-wissenschaftliche Literatur mit Kilogramm (Gramm usw.) die Schwere der Masse, nicht aber die Masse selbst bezeichnen«. Das trifft zunächst für den allgemeinen Handels- und Geschäftsverkehr nicht zu, denn wenn z. B. so und so viel Kilogramm Mehl, Brot, Fleisch usw. gekauft werden, so wird dabei keinesfalls an deren physikalische Eigenschaft der Schwere gedacht, sondern lediglich an die Menge der Masse jener Nahrungsmittel, welche nötig ist, um eine Anzahl Menschen in einer gewissen Zeit zu ernähren. Ganz ähnlich denkt man in den technischen Kreisen bei dem Ankauf von Kohlen, Roheisen, Zement usw. zunächst nur an die zu entwickelnde Wärme, an die Größe und Zahl der Gußstücke, an die Betonmenge usw., nicht aber an die Schwere der Materialien, da diese für den Verwendungszweck gar nicht in Betracht kommt. Ja selbst in der technischen Wissenschaft verwendet man das Wort Kilogramm nicht nur zur Bezeichnung der Kilogrammschwere, sondern auch zu der der Kilogrammasse, allerdings, ohne den hierin liegenden Unterschied in der Schreibweise zum Ausdruck zu bringen. So wird z. B. der Dampfverbrauch eines Motors in kg pro Pferdestärke und Stunde angegeben. In dieser Angabe ist 1 PS = 75 mkg/sk, und hierin bezeichnet kg die Kilogrammschwere, während das Kilogramm des Dampfverbrauches die Menge oder Masse des Dampfes darstellt, nicht aber seine Schwere. Ja, es finden sich sogar folgende Angaben (vergl. Taschenbuch der Hütte, 18. Auflage, Teil I S. 1148): »Bei doppeltwirkenden Pulsometern (mit begrenzter Einspritzung) steigt die Leistung bis zu 8000 mkg/kg Dampf. Hier ist zweifellos im Zähler des Bruches kg gleichbedeutend mit Kilogrammschwere, im Nenner dagegen mit Masse oder Menge des Dampfes, da andernfalls die Angabe sinnlos wäre. Diese Beispiele, denen noch viele andre an die Seite gestellt werden könnten, zeigen deutlich, daß es nicht einmal in den technischen Wissenschaften »allgemein« üblich ist, unter dem kg stets die Schwere zu verstehen. Vielmehr wechselt die Auffassung, welche man mit dem Worte Kilogramm bezw. seiner abkürzenden Bezeichnung kg verknüpft, mit dem Zwecke seiner Benutzung.

2) Ebenso wenig entspricht es den Tatsachen, daß »durch die Definition des Kilogramms als Masse des internationalen Kilogrammprototyps eine weitgehende Verwirrung in den Bezeichnungen für die Masse einerseits und für die Schwere der Masse anderseits herbeigeführt wird«. Wäre das richtig, so hätte sich diese »weitgehende Verwirrung« schon seit 11 Jahren zeigen müssen, denn die fragliche Definition findet sich, wenn auch in etwas andrer, genauerer Fassung bereits in dem »Gesetz betreffend die Abänderung der Maß- und Gewichtsordnung« vom 26. April 1893 vor. Tatsächlich haben sich die technischen Wissenschaften — leider — um dieses Gesetz gar nicht gekümmert, sondern nach wie vor das Kilogramm als Krafteinheit oder als Masseneinheit benutzt, je nach dem vorliegenden Bedürfnis. An dieser Doppeldeutigkeit des kg trägt sonach das erwähnte Gesetz keine Schuld, denn diese hat lange vor ihm bestanden. Vielmehr muß sie dem Entwicklungsgange der Physik und Mechanik zugeschrieben werden. Dies näher zu begründen, würde hier zu weit führen; es sei mir daher gestattet, auf den Artikel »Kraft- oder Gewichtseinheit« (Z. 1893 S. 1503) zu verweisen.

3) Weder ist der Nachweis erbracht, daß die gesetzliche Festlegung der Kilogrammschwere zu Paris als Krafteinheit für das Deutsche Reich ein »dringendes Bedürfnis« sei, noch berücksichtigt, daß die Elektrotechnik und die elektrotechnische Wissenschaft das Bedürfnis nach einer ganz andern Krafteinheit, nämlich der des absoluten Maßsystems, haben. Es ist daher nicht zutreffend, daß jenes dringende Bedürfnis »insbesondre auch für die Technik und die technische Wissenschaft aus dem Grunde besteht, weil hierauf allein die Festsetzung der Krafteinheit beruht«.

Zum Schluß will ich noch darauf hinweisen, daß durch die Annahme des absoluten Maßsystems seitens der technischen Gebiete, die es zurzeit noch nicht benutzen, die Notwendigkeit einer gesetzlichen Festlegung der Krafteinheit von selbst entfällt, da letztere als abgeleitete Einheit auf die Grundeinheiten der Masse, Länge und Zeit zurückgeführt wird, und die beiden ersteren durch die bestehende Maß- und Gewichtsordnung bereits festgelegt sind.

Hochachtungsvoll

Dresden, den 1. Dezember 1904. M. Grübler.

[1]) Der Inhalt dieser Zuschrift ist für den Verein deutscher Ingenieure durch die in diesem selben Hefte nachstehend mitgeteilte Beratung des technischen Ausschusses und des Vorstandes erledigt. Die Red.

Angelegenheiten des Vereines.

Sitzung des technischen Ausschusses und des Vorstandes am 18. Juni 1905 in Magdeburg.

Vom Ausschuß sind anwesend die Herren v. Borries (Vorsitzender), v. Bach, v. Linde, Peters.

Entschuldigt fehlen die Herren Kapp, Rieppel, Sulzer.

Es nehmen ferner an der Sitzung teil: vom Vorstande des Vereines deutscher Ingenieure die Herren Eulenberg, Taaks, Weismüller, ferner

zu Punkt 1) die Herren Prof. Dr. Runge-Göttingen, Prof. Grübler-Dresden, Dr. Schreber-Greifswald,

2) und 3) die Herren Dr. Berner und Direktor Eberle,

4) Hr. Geh. Marinebaurat Veith,

5) Hr. Prof. Kammerer.

1) Krafteinheit und absolutes Maßsystem.

Hr. v. Linde verliest die in Z. 1904 S. 1754 veröffentlichte Eingabe des Vorstandes des V. d. I. an das Reichsamt des Innern, welche den Antrag enthält, als Krafteinheit die Schwere des Kilogrammprototyps im luftleeren Raum unter der Pariser Intensität der Schwere zu definieren. Diese Eingabe hat dem Dresdener Bezirksverein Veranlassung gegeben, der Auffassung des Vorstandes zu widersprechen und seinerseits an den Vorstand das Ersuchen zu richten, Schritte zur Einführung des absoluten Maßsystems in die Technik zu tun.

Hr. Grübler verliest den Antrag des Dresdener Bezirksvereines nebst Begründung [1]), welcher lautet:

»Der Dresdener Bezirksverein deutscher Ingenieure »hat in seiner Sitzung am 9. April 1903 (vergl. Z. 1903 »S. 1573) eine Kommission gewählt, bestehend aus den »Herren Prof. Görges, Staatsrat Prof. Grübler (Vorsitzender), »Bauinspektor R. Kluge, Prof. Kübler, Direktor Pfützner, »Geh. Baurat Prof. Dr. Ulbricht und Baurat Weitzmann, »welche beauftragt wurde, zu prüfen, ob die allgemeine

[1]) s. a. die Zuschrift des Hrn. Grübler in diesem Hefte.

»Einführung des absoluten Maßsystems in die Technik »zweckmäßig und wünschenswert sei, und bejahendenfalls »Vorschläge zu machen, welche die Erreichung des angegebenen Zieles zu fördern geeignet sind.

»Die Kommission hat nach Kenntnisnahme der einschlägigen Literatur und früherer derartiger Bestrebungen »(vergl. Z. 1892 S. 834, 879, 1269 und 1303, ferner 1893 »S. 518 und 879) in einer größeren Reihe von Sitzungen »alle die Gründe, welche für und wider die allgemeine Einführung des absoluten Maßsystems in die Technik sprechen, »sorgfältig erwogen, und ist auf Grund ihrer Beratungen »einstimmig zu dem Beschlusse gekommen, an den Dresdener Bezirksverein deutscher Ingenieure den folgenden »Antrag zu richten:

»Der Dresdener Bezirksverein deutscher Ingenieure »wolle beschließen, die baldige allgemeine Einführung »des absoluten Maßsystems in die sämtlichen Zweige der »Technik nach Kräften zu fördern.«

»Ferner wurde beschlossen, falls vorstehender Antrag vom »Verein angenommen würde, daß der Bezirksverein den Hauptverein ersuchen wolle, der durch den Antrag gegebenen Anregung beizutreten und seinerseits die Maßnahmen zu treffen, »welche die Erreichung des angestrebten Zieles zu fördern »geeignet sind.

»Die Anträge der Kommission hat der Dresdener Bezirksverein deutscher Ingenieure in seiner Sitzung am 13. Oktober »1904 einstimmig zum Beschluß erhoben.

»Erst hiernach und zwar durch Nr. 46 der Vereinszeitschrift (ausgegeben am 12. November 1904) erhielt die Kommission zu ihrer größten Ueberraschung Kenntnis von der »Tatsache, daß der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure »in einer Eingabe an das Reichsamt des Innern darum nachgesucht hat, die Kilogrammschwere zu Paris als Krafteinheit »für das Deutsche Reich gesetzlich festzulegen. Demgegenüber muß hervorgehoben werden, daß die Beschlüsse der »Kommission und des Dresdener Bezirksvereines gefaßt waren, »ehe überhaupt etwas von den bezüglichen Beratungen und »der Eingabe des Hauptvorstandes bekannt wurde, daß also »die Beschlüsse sowie deren folgende Begründung unabhängig »und gänzlich unbeeinflußt von dem Vorgehen des Hauptvorstandes sind, und daß wegen der schweren rechtlichen, praktischen und wissenschaftlichen Bedenken gegen die gesetzliche »Definition des Kilogramms als Krafteinheit die Kommission »und der Vorstand des Dresdener Bezirksvereines sich nur um »so mehr veranlaßt sehen, gemäß den Beschlüssen des Dresdener Bezirksvereines den folgenden Antrag an den Hauptverein zu richten:

»Der Verein deutscher Ingenieure möge bemüht »sein, das absolute Maßsystem baldmöglichst in die »sämtlichen Zweige der Technik einzuführen und die »Maßnahmen zu treffen, welche die Erreichung dieses »Zieles zu fördern geeignet sind.«

»Zur Unterstützung des vorstehenden Antrages führt der »Vorstand die Gründe an, welche die Kommission und den »Dresdener Bezirksverein bestimmten, den Antrag zu stellen. »Es sind das folgende:

»1) Im Handel und Geschäftsverkehr herrscht, ohne daß »sich die große Menge dessen bewußt ist, das absolute Maßsystem von alters her und noch heute, da man tatsächlich »nach Masseneinheiten, nicht aber nach Schwerkrafteinheiten kauft. Auch in den Kreisen der Technik ist das allgemein »anerkannt, denn man bedient sich gegebenenfalls des absoluten Maßsystems, so z. B. wenn man Kohlen, Roheisen und »dergl. nach dem Gewicht kauft. Ja, man benutzt das absolute Maßsystem sogar zugleich mit und neben dem technischen, »allerdings ohne die verschiedenartige Benutzung des Kilogramms kenntlich zu machen, so z. B. indem man von einem »Petroleummotor sagt, er verbrauche so und so viel Kilogramm »Petroleum pro Pferdestärke und Stunde.

»Die Pferdestärke ist 75 mkg/sk und hierin bezeichnet »kg die Kilogrammschwerkraft, während der Petroleumverbrauch in Kilogrammmasse gemeint ist. Oder indem man »die von einer Dampfpumpe pro Kilogramm Dampf verrichtete »Hubarbeit in mkg/kg ausdrückt bezw. mißt; denn auch hier »bedeutet im Zähler des Bruches kg die Krafteinheit des technischen Maßsystems, nämlich die Kilogrammschwere, im »Nenner aber kg die Masse des Kilogramms Dampf. Daß diese »Doppeldeutigkeit des Wortes Kilogramm unzweckmäßig, ja »sogar irreführend ist, unterliegt wohl keinem Zweifel, und der »Wunsch nach Beseitigung dieses Uebelstandes erscheint zum »mindesten berechtigt.

»2) Das zurzeit bestehende Reichsgesetz, betreffend die »Abänderung der Maß- und Gewichtsordnung vom 26. April »1893 gründet sich auf das absolute Maßsystem. Denn in Art. 1 »desselben heißt es wörtlich: »Das Kilogramm ist die Einheit »des Gewichtes. Es wird dargestellt durch die Masse desjenigen Gewichtsstückes, welches durch die internationale »Generalkonferenz für Maß und Gewicht als internationales »Prototyp des Kilogramms anerkannt worden und bei dem internationalen Maß- und Gewichtsbureau niedergelegt ist.« »Hiernach besteht kein Zweifel, daß unter dem Kilogramm »die Masse oder Stoffmenge verstanden werden soll, wie dies »im Handel und Verkehr ganz allgemein geschieht. An dieser »Auslegung wird nichts geändert, wenn die Fassung des »Vorläufigen Entwurfes einer Maß- und Gewichtsordnung« (welche »im Reichsanzeiger veröffentlicht wurde) Gesetzeskraft erlangen sollte. Denn auch in letzterem wird das Kilogramm als »die Masse des internationalen Kilogrammprototyps definiert. »Mißverstanden wird die überaus klare und sachlich allein »richtige Fassung der Definition des Kilogramms im Gesetz »nur von denen, welche sich von den gewohnten Anschauungen des technischen Maßsystems nicht frei zu machen vermögen, also einerseits an der unzweckmäßigen und unklaren »Definition der Masse eines Körpers: Masse-Schwerkraft durch »Erdbeschleunigung, festhalten, anderseits der irrigen Meinung »sind, daß Gewicht und Schwerkraft gleichbedeutende Worte »seien. Daß letzteres ein Irrtum ist, wird sofort erkannt, »wenn man beachtet, daß das Wort Gewicht ebenso alt ist, »wie die Hebelwage, also in die vorgeschichtliche Zeit zurückreicht. In dieser gab es aber weder einen Begriff der Schwerkraft, noch einen Kraftbegriff im wissenschaftlichen Sinne »überhaupt. Auch bedeutet das Wort »Gewicht« seiner sprachlichen Entstehung nach lediglich eine Größe, die durch eine »Wägung mittels der Hebelwage bestimmt wird. Letztere gestattet aber in der üblichen Art der Anwendung streng genommen nur die Messung von Massen. Denn die Schwerkraft eines Körpers ist gleich dem Produkte aus seiner Masse »und der Fallbeschleunigung, und da letztere innerhalb des »Raumbereiches einer Hebelwage für alle Körper die gleiche »ist, so muß das Ergebnis einer Wägung unabhängig von der »Größe der Fallbeschleunigung und folglich auch von der »Größe der Schwerkräfte der gewogenen Körper sein. Auch »wird hieraus ersichtlich, daß eine Aenderung der Schwerkraft mittels der Hebelwage nicht erkannt zu werden vermag; daher kann sie, wie behauptet, nur zur Vergleichung »der Massen dienen. Sogenannte Federwagen gestatten zwar »Schwerkraftmessungen, doch sind sie nicht nur verhältnismäßig rohe Meßinstrumente, sondern auch als Gewichtsmesser »von untergeordneter Bedeutung.

»Will man also das Wort »Gewicht« sprachlich und sachlich richtig anwenden, so muß man es gleichbedeutend mit »dem erachten, was man gegenwärtig »Masse« oder in etwas »unbestimmterer Fassung »Stoffmenge« nennt.

»3) In der Chemie und Physik wird das absolute Maßsystem seit langem verwendet. Allerdings hat früher die »Physik das technische Maßsystem ebenfalls benutzt, und erst »Gauß hat in der Erkenntnis, daß die Masse sich zur Grundeinheit deshalb besonders gut eignet, weil sie nicht nur von »der Zeit, sondern auch vom Raum unabhängig ist, also eine »absolute Konstante darstellt, 1839 das absolute Maßsystem in »die Physik eingeführt. Die Zweckmäßigkeit dieses Systems, »besonders bei magnetischen und elektrischen Messungen, hatte »zur Folge, daß die Physiker im Laufe der letzten fünf Jahrzehnte allgemein zu ihm übergegangen sind.

»In der Chemie haben die Wägungen ausschließlich zur »Ermittlung von Stoffmengen oder Massen gedient; das Gewicht ist hier also ganz im Sinne des absoluten Maßsystems »immer nur gleichbedeutend mit Stoffmenge oder Masse benutzt worden.

»4) Einer der wichtigsten, in andre technische Gebiete »mehr und mehr übergreifenden Zweige der Technik: die »Elektrotechnik, benutzt das absolute Maßsystem ebenfalls in

»vollstem Umfange. Das ergibt sich hier auch ganz natur»gemäß, denn die in Frage kommenden Kräfte sind meist magnetische und elektrische, nicht aber Schwerkräfte, und da die »Krafteinheit des technischen Maßsystems eine Schwerkraft ist, »so erweist sich letzteres für die Elektrotechnik als unzweckmäßig.

»5) Die Elektrotechnik wird das absolute Maßsystem sicher »beibehalten, bezw. es nicht zugunsten des technischen aufgeben. Wenn auch in der elektrotechnischen Literatur ver»schiedene Arbeiten sich noch mit Maßeinheiten beschäftigen, »so richten sie sich doch nur auf die Festsetzung praktischer »Einheiten innerhalb des durchaus feststehenden absoluten »Maßsystems, nicht aber auf eine Veränderung des Systems »selbst.

»Da die Elektrotechnik mehr und mehr in die übrigen »Zweige der Technik eindringt, so werden die beteiligten »Techniker mehr und mehr gezwungen, in zwei Maßsystemen »zu rechnen. Die sich hieraus ergebenden Uebelstände, ins»besondre der damit verknüpfte größere Aufwand an geisti»ger Arbeit und Zeit, werden in steigendem Maße dahin drän»gen, diesem Dualismus ein Ende zu machen. Erwägt man, »daß die Vorteile des technischen Maßsystems nur für die »Rechnungen bestehen, in welchen Schwerkräfte auftreten, und »daß diese Vorteile an sich viel zu gering sind, um den Nach»teil des Rechnens und Denkens in zwei Maßsystemen in den »Kauf zu nehmen, so bleibt nur das eine übrig: das technische »Maßsystem ganz fallen zu lassen und allgemein zu dem ab»soluten Maßsystem überzugehen. Je früher dies geschieht, »um so besser. Jedenfalls würde die technischen Gebiete außer»halb der Elektrotechnik mit Recht der Vorwurf der Rückstän»digkeit treffen, wollten sie sich der Einsicht in die Notwen»digkeit der erstrebten Reform noch länger verschließen.

»Von den Vorteilen, welche die allgemeine Einführung »des absoluten Maßsystems nach sich zieht, mögen hier nur »folgende hervorgehoben werden:

»a) im Handel und Geschäftsverkehr, in allen Zweigen »der Technik, in der Wissenschaft und vor dem Gesetz würde »dann nur ein einziges Maßsystem existieren.

»b) Der unzweckmäßige, der Anschauung so unzugäng»liche Massenbegriff des technischen Maßsystems würde ganz »fortfallen, und damit nicht nur die Grundlegung, sondern »auch die Anwendung der Mechanik sehr vereinfacht und »verständlich werden.

»c) Da sich als Krafteinheit dann die ergibt, welche aus »der bekannten Definition der Kraft (= Masse mal Beschleu»nigung) folgt, also die Kraft, welche der Masseneinheit die »Beschleunigungseinheit erteilt (vergl. Z. 1892 S. 832), so wer»den alle Rechnungen, in denen Kräfte auftreten, viel durch»sichtiger und bequemer.

»Da gegenwärtig noch viel mit der technischen Kraftein»heit der Kilogrammschwere gerechnet wird, so empfiehlt es »sich, die Krafteinheit des absoluten Systems so zu wählen, »daß der Uebergang zu letzterem tunlichst erleichtert wird »(vergl. Z. 1892 S. 833 Anmerkung 1). Ferner wäre es zweck»mäßig, in der Uebergangszeit die Kilogrammschwere so zu »bezeichnen, daß sie sich von der Kilogrammmasse, dem kg, »augenfällig unterscheidet. Selbstredend darf jedoch durch »eine derartige Maßnahme der an sich notwendige Uebergang »zum absoluten Maßsystem nicht aufgehalten, noch viel weni»ger aber durch gesetzliche Festlegungen erschwert oder gar »verhindert werden.«

Die Kommission.	Dresdener Bezirksverein
M. Grübler, Vorsitzender.	deutscher Ingenieure.
	Meng, Vorsitzender.

Hr. Runge, vom Vorstand zu dieser Beratung eingeladen, äußert sich wie folgt:

»Der Vorschlag, die bisher in einer großen Anzahl von »wissenschaftlichen Untersuchungen gebräuchliche Krafteinheit »des Kilogramms durch die Krafteinheit des sogenannten abso»luten Maßsystems zu ersetzen, ist nach meiner Ansicht ein »verfehlter. In dem absoluten Maßsystem definiert man die »Einheit der Masse, der Länge und der Zeit und leitet davon »die Einheit der Kraft ab als diejenige Kraft, die auf die »Masseneinheit wirkend ihr in der Zeiteinheit die Geschwin»digkeitsänderung eins erteilt. Demgegenüber steht gleichbe»rechtigt das »technische Maßsystem«, in dem man die Einheit »der Kraft, der Länge und der Zeit definiert und die Mas»seneinheit davon ableitet als diejenige Masse, die durch die »Einwirkung der Krafteinheit in der Zeiteinheit die Geschwin»digkeitsänderung eins erfährt. Beide Maßsysteme gehen auf »Gauß zurück, der in seinen Untersuchungen beide gebraucht »hat. Die Bezeichnung »absolut« paßt ebenso gut oder schlecht »auf beide Systeme. Der Grund, weshalb das eine Maßsystem »diesen Namen erhalten hat, ist ein zufälliger. Das technische »Maßsystem wird ebenso von Physikern wie von Ingenieuren »bei all den Untersuchungen gebraucht, bei denen der Be»griff der Kraft im Vordergrund des Interesses steht, und es »ist gar kein Vorteil davon zu erwarten, es auf diesen Gebie»ten durch das sogenannte absolute Maßsystem zu ersetzen.

»Dagegen sind drei Dinge als wünschenswert zu be»zeichnen:

»1) Das Wort Kilogramm wird in doppelter Bedeutung »gebraucht, einmal im Sinne einer Kraft und zweitens in der »Bedeutung einer Masse. Die Doppeldeutigkeit führt zu man»cherlei Mißverständnissen und erschwert auch dem Lernenden »das Verständnis der Maßsysteme. Es wäre wünschenswert, »die beiden Begriffe auch in ihrer Bezeichnung zu unterschei»den. Bei einem Teile der Physiker (vergl. Kohlrausch: Leit»faden der Physik) ist es üblich, für Kilogramm im Sinne »einer Kraft »Kilogrammgewicht« zu sagen.

»2) Es ist wünschenswert, den Begriff Kilogramm im »Sinne einer Kraft zu präzisieren. Es würde sich empfehlen, »unter der Kraft von einem Kilogramm zu verstehen: das Ge»wicht einer Masse von 1 kg im luftleeren Raum unter der »Wirkung der Normalintensität der Schwere (das Wort Ge»wicht hier im Sinne einer Kraft genommen). Die Normal»intensität der Schwere ist vom Bureau international des poids »et mesures zu 980,665 cm/sek² festgelegt.

»3) Es wäre wünschenswert für die Masseneinheit des »technischen Maßsystems, das heißt: für diejenige Masse, welche »unter der Einwirkung der Kraft von einem Kilogramm eine »Geschwindigkeitsänderung von 1 m in der Sekunde erfährt, »einen Namen einzuführen. Diese Masse ist 9,80665 mal so »groß wie die Masse eines Kilogramms. Es würde viel zu »dem allgemeinen Verständnis der beiden Maßsysteme beitra»gen, wenn es gelänge, einen Namen für diese Masseneinheit »in den allgemeinen Gebrauch einzuführen, ähnlich wie es ge»lungen ist, einen Namen (Dyne) für die Krafteinheit des »cm-g-sek-Systems einzuführen.«

Hr. Schreber hält es für notwendig, die Begriffe »Stoff« und »Masse« voneinander zu trennen. Der Begriff »Masse« komme in der Praxis sehr selten vor. Deshalb sei es zweckmäßig, von der Kraft auszugehen; aber es müsse ein absolutes Maßsystem für die Krafteinheit gewählt werden. Der Redner macht Vorschläge in dieser Richtung.

Hr. v. Linde hält es für notwendig, eine solche Einheit zu haben, die stets verwirklicht werden kann; das sei der Fall, wenn man das Kilogramm als Krafteinheit definiere, nicht aber, wenn als Masse.

Hr. v. Bach will beide Maßsysteme ihrer natürlichen Entwicklung überlassen. Der Maschineningenieur sei gewohnt, mit Gewichten und Kräften zu rechnen; das sei so anschaulich, daß der Redner es nicht missen möchte. Wenn die Elektrotechniker Veranlassung haben, sich des absoluten Maßsystems zu bedienen, so könne das für die Ingenieure noch keine Veranlassung sein, das technische Maßsystem zu verlassen.

Der Ausschuß schließt sich den Ausführungen und Vorschlägen des Hrn. Runge an und empfiehlt dem Vorstande, Schritte in dieser Richtung zu tun.

2) Erzeugung und Anwendung des überhitzten Wasserdampfes.

Hr. Eberle berichtet über die Versuchseinrichtungen des Bayrischen Revisionsvereines und über die Versuche, die daselbst unter seiner Leitung und unter Mitwirkung des Hrn. Berner vorgenommen worden sind. Soweit es sich um die Fortleitung des überhitzten Dampfes in Rohrleitungen handelt, sind die Versuche im wesentlichen abgeschlossen. Versuche über die Erzeugung des überhitzten Dampfes (Wirksamkeit der Ueberhitzer) und über die Verwendung des überhitzten Dampfes in der Maschine sind im Gange.

Hr. v. Bach hält es für zweckmäßig, daß dem technischen Ausschuß in kürzeren Zeitabschnitten Teilberichte über die Versuche erstattet werden.

Nach einer Verhandlung über die vom V. d. I. für diese Versuche zur Verfügung gestellten Geldmittel und nach Erläuterungen des Hrn. Eberle über deren Verwendung erklären sich die anwesenden Mitglieder des Vorstandes und der technische Ausschuß mit der von Hrn. Eberle vorgelegten Abrechnung über die bisher bewilligten 10000 ℳ einverstanden, in der Weise, daß die Anlagekosten zur Hälfte dem V. d. I., zur Hälfte dem Bayrischen Revisionsverein zur Last fallen sollen. Für die Fortsetzung der Versuche werden weitere 5000 ℳ bewilligt.

3) Feuchtigkeit des Wasserdampfes.

Hierzu hat Hr. Prof. Knoblauch-München folgenden Bericht erstattet:

»Wie in dem Bericht vom 16. Januar 1904[1]) betont wurde, »scheint nach den im Laboratorium für technische Physik »durchgeführten Versuchen ein guter Wasserabscheider ein »für die meisten praktischen Fälle ausreichender Feuchtig»keitsmesser zu sein. Zur exakten Bestimmung der Feuchtig»keit nach unsrer Methode der elektrischen Heizung ist die »genaue Kenntnis der spezifischen Wärme c_p des überhitzten »Dampfes bei konstantem Druck nötig. Die laut Bericht vom »16. Januar 1904 und Mitteilung vom 3. Juni 04 in Aussicht »genommene Bestimmung von c_p ist nunmehr für Drücke bis »8 kg/qcm abs. und für Temperaturen bis 300° C fast abge»schlossen. Die Resultate der Versuche von Lorenz, die mitt»lerweile erschienen (Z. 1904 S. 698), boten uns keine Ver»anlassung, unsre Versuche zur Bestimmung von c_p einzu»stellen, da sie quantitativ nicht unbeträchtlich von unsern »Werten abweichen.

»Wir beabsichtigen jetzt zunächst noch Versuche für »Drücke bis 12 kg/qcm abs. und Temperaturen bis 350° C »durchzuführen; der Abschluß derselben ist bis Herbst d. J. »zu erwarten, und es könnten in unmittelbarem Anschluß da»ran absolute Feuchtigkeitsbestimmungen und Eichungen von »Wasserabscheidern, wie sie auch in der Sitzung des techni»schen Ausschusses des Vereines deutscher Ingenieure am »19. Januar 1904 in Aussicht genommen wurden (Z. 1904 »S. 291), ausgeführt werden.

»Da die vorhandenen Mittel erschöpft und bisher sogar »um 700 ℳ überschritten sind, bitte ich ganz ergebenst um »Bewilligung von weiteren 2500 ℳ zur Vollendung der Ver»suche.«

Der Antrag auf Bewilligung von weiteren 2500 ℳ zur Fortsetzung der Versuche wird vom technischen Ausschuß unterstützt und vom Vorstand genehmigt.

Hieran anschließend berichtet Hr. Berner über die Griesmannschen Versuche (s. Z. 1903 S. 1852 u. f. und Forschungsheft 13) und über die Lorenzschen Versuche (s. Z. 1904 S. 1189 u. 1580, Forschungsheft 21), deren Ergebnisse nicht mit den bei den Münchener Versuchen erhaltenen übereinstimmen; dagegen stimme die von Dr. R. Linde rechnerisch aufgestellte Formel (Forschungsheft 21) mit den Münchener Ergebnissen gut überein.

4) Antrag des Hrn. Regierungsrates Paulus auf Bewilligung von 3000 ℳ zu Modellversuchen mit Schiffsrudern.

Hr. Veith erläutert den Gegenstand des näheren und empfiehlt, die Versuche vorzunehmen; er werde parallel mit den Modellversuchen auch Versuche im großen machen und glaube, daß aus dem Vergleich der beiden Versuchsreihen interessante Ergebnisse zum Vorschein kommen werden.

Auf Antrag des technischen Ausschusses bewilligt der Vorstand 3000 ℳ zu diesen Versuchen.

5) Versuche über die Kraftverluste bei Riemen- und Seiltrieben.

Hr. Kammerer berichtet über diese Versuche, die, soweit sie Riemen betreffen, ihrem Abschluß nahe sind; mit den Seilversuchen soll demnächst begonnen werden.

Bildung eines Dampfkessel-Ausschusses.

Durch eine schriftliche Darlegung an den Vorstand lenkt Hr. v. Bach die Aufmerksamkeit auf das mehr oder minder plötzliche Auftreten von Rissen in den Blechen betriebener Dampfkessel, welches seit Jahren den Gegenstand eingehender Erörterungen der mit der Ueberwachung von Dampfkesseln betrauten Vereine sowie der durch das Auftreten von Rissen betroffenen Dampfkesselbesitzer bildet. Da hinsichtlich der Ursachen dieser Rißbildung häufiger Unsicherheit besteht, als man anzunehmen geneigt ist, und die Aufgabe der Klarstellung die Kräfte des Einzelnen übersteigt, so erscheint es angezeigt, daß eine Körperschaft wie der Verein deutscher Ingenieure die Aufgabe übernehme, hier nach Möglichkeit Klarheit zu schaffen. Hr. v. Bach beantragt deshalb die Bildung eines Ausschusses, dem die Aufgabe zugewiesen wird, sich mit der Klarstellung der Ursachen dieser Rißbildungen zu befassen. Die Arbeiten dieses Ausschusses würden sich nicht auf die Untersuchungen von Blechmaterial zu beschränken brauchen, sondern er würde auch gegenüber sonst bei Eisen und Stahl auftretenden, eigenartigen Erscheinungen, deren Aufklärung im Interesse der Industrie gelegen ist, mit Erfolg tätig sein können.

Der Vorstand erklärt sich mit dieser Anregung einverstanden und beschließt:

1) die Bildung eines Dampfkessel-Ausschusses gemäß der Anregung des Hrn. v. Bach vom 21. Januar 1904 (siehe Z. 1904 S. 792),

2) die Bildung eines Unterausschusses, dem die Aufgabe der Erforschung der Ursachen der Rißbildung obliegt, und

3) daß ihm die Angelegenheit, weiter durchgearbeitet und durch Vorschlag von Personen vervollständigt, auf dem Wege des Rundlaufes vorgelegt werde.

Versuche des Hrn. Prof. Klein-Hannover über die Wirksamkeit von Pumpenventilen.

Hr. Klein hat über seine Versuche berichtet und die Bewilligung von weiteren 2000 ℳ beantragt.

Auf Ersuchen des Vorstandes erstattet Hr. v. Bach Bericht über die bisherigen Versuche. Der technische Ausschuß beschließt einstimmig folgende Erklärung:

»Der technische Ausschuß ist der Ansicht, daß Hr. Prof. Klein zunächst für das eine Ringventil die Aufgabe lösen sollte, die er in seinem Antragsschreiben vom 4. April 1902 sowie in seinem Bericht vom 31. Dezember 1902 richtig skizziert hat; namentlich ist die Feststellung von Wichtigkeit, welche Umlaufzahlen mit dem Ringventil unter verschiedenen Verhältnissen möglich sind, wenn das Ventil noch stoßfrei schließen soll. Solange die Lösung dieser Aufgabe nicht vorliegt, kann der Ausschuß die Gewährung weiterer Geldmittel nicht befürworten.«

Hr. Prof. Linde legt einen Antrag des Hrn. Prof. Dr. Camerer-München auf Bewilligung von Geldmitteln zu Versuchen, welche die Bestimmung der Regulierwiderstände bei Turbinendrehschaufeln und der hierbei auftretenden Wasserdruckmomente zum Gegenstande haben sollen, vor. Der Ausschuß beschließt, zunächst bei Hrn. Prof. Pfarr-Darmstadt anzufragen, ob etwa die von Hrn. Camerer beabsichtigten Versuche auch schon von ihm bei den Forschungsarbeiten in Aussicht genommen sind, welche er mit den von der Jubiläumsstiftung gewährten Geldmitteln ausführen will, und ob er die Bewilligung der Geldmittel an Hrn. Camerer empfehlen kann.

An Stelle des aus dem technischen Ausschuß infolge seines Wegganges nach England ausscheidenden Hrn. Kapp wird Hr. Prof. Dr.-Ing. Walter Reichel in den technischen Ausschuß gewählt.

[1]) s. Z. 1904 S. 291.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 32. **Sonnabend, den 12. August 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Maschinen aus Steinzeug

mit Berechnung der Zentrifugalpumpen und Exhaustoren.

Von Prof. **Georg Lindner** in Karlsruhe.

Die chemische Industrie braucht Maschinen, wie Rührwerke, Zentrifugen, Pumpen und Gebläse, aus säurefestem Stoff. Die Tonwarenwerke haben es sich angelegen sein lassen, für die besondern Zwecke geeignete Maschinen aus Steinzeug zu bauen, von denen hier die wichtigsten besprochen werden sollen. Dabei nehme ich besonders Bezug auf Erzeugnisse der Deutschen Steinzeugwarenfabrik für Kanalisation und chemische Industrie in Friedrichsfeld i/B.; ausgeschlossen sind die neuesten Maschinen, die im Gebrauch noch nicht erprobt sind, wie Membranpumpen, Quecksilberpumpen, Vakuumpumpen, Knetmaschinen und kleine selbsttätige Druckfässer, über die erst später einmal berichtet werden kann. Dagegen werde ich auf die Leistungen der Kreiselpumpen und Exhaustoren im allgemeinen näher eingehen.

Es hat viel Mühe gekostet, die Maschinen aus Steinzeug, unter vielfachen Abweichungen von ihren eisernen Vorbildern, so auszubilden, daß sie allen Anforderungen, sowohl bezüglich der Herstellung als auch des Betriebes, dauernd Genüge leisten.

Steinzeug wird aus reinem, kieselsäurehaltigem Ton geformt und gebrannt. Der Scherben sieht feinkörnig, graublau bis gelbbraun aus, steinartig, was den Namen Steinzeug erklärt, und ist dicht gesintert. Wenn ein Bruchstück 24 Stunden im Wasser liegt, erhöht sich sein Gewicht durch Wasseraufnahme um weniger als 1 vH bis höchstens 3 vH. In der langen Reihe der Tonwaren steht das Steinzeug wegen des harten, gefritteten Bruches dem Porzellan nahe; doch ist das letztere reinweiß und durchscheinend und wird erst einmal schwach und nach dem Auftragen der Glasur zum zweitenmal scharf gebrannt. Im Gegensatz zu Steinzeug steht anderseits Steingut mit mehr oder weniger porösem Scherben; Steingut umfaßt die eigentlichen Tonwaren: Fayence, Geschirr, Ofenkacheln, Töpferwaren, Blumentöpfe, Drainröhren. Tonröhren saugen 3 bis 10 vH Wasser auf, wenn ein Bruchstück 24 Stunden im Wasser liegt; sie werden erst durch die Glasur undurchlässig und verlieren diese Eigenschaft, wenn die Glasur stellenweise abgesprungen oder abgerieben ist. Steingutröhren gibt es eigentlich nicht, weil das weiße, vollständig überglasierte, zu Geschirr benutzte Steingut zu teuer für den Zweck wäre und die Masse an sich zu porös ist. Weiterhin schließen sich den Tonwaren die verschiedenen Arten von Ziegeln an.

Steinzeug wird nur einmal gebrannt und im Ofen mit einer Salzglasur überzogen, indem man gegen Ende des Brennens Kochsalz in den Ofen wirft, das sich verflüchtigt, sich mit dem Wasserdampf der Brenngase zersetzt; sein Natron bildet mit der Kieselsäure des Tones eine dünne, undurchsichtige Glasmasse. Dadurch erlangt das Steinzeug eine braune, glänzende, harte und glatte Oberfläche. Daß das Steinzeug äußerlich wie innerlich säurefest und dicht ist, macht es gerade für chemische Geräte und für Abwasserleitungen geeignet.

Bei der Verarbeitung wird der rohe Ton durch Walzwerke gemahlen, alsdann mit Wasser gleichmäßig durchfeuchtet und durch einen mit Vorwalzen ausgerüsteten Tonschneider in den für die Formgebung erforderlichen teigigen Zustand gebracht. Die große Menge der Röhren: Muffenröhren von 50 bis 1000 mm Weite und 1 m Baulänge, werden auf besondern Röhrenpressen hergestellt, ebenso die Sohlsteine, Auslegeplatten für Entwässerungskanäle u. dergl. Einzelne Stücke von runder Form werden auf der Töpferscheibe geformt. Die vielen Gefäße für die chemischen Fabriken, wie Transportflaschen, Wannen, Eimer, Schalen, Kondensationsgefäße, werden in dauernden Gipsformen gedrückt — ohne Kern —, wobei der Ton durch Austrocknen allmählich schwindet und sich, gebotenenfalls nachdem die Gipsform geteilt ist, herausnehmen läßt. Dieses Verfahren findet auch für die Hähne und Maschinenteile aus Steinzeug Anwendung. Oft ist es notwendig, einzelne Teile oder Ansätze nachträglich an die Form anzufügen; man benutzt dazu als Bindemittel einen dünnen Tonbrei, Schlicker, und achtet besonders darauf, daß Luftblasen vermieden werden. Nachdem die Tongebilde lufttrocken geworden sind, werden sie in die Oefen eingesetzt: große gewölbte Kammern mit vielen gleichmäßig an den Längsseiten verteilten Feuerstellen. Nachdem die Vorderwand des Ofens zugemauert ist, steigert man die Hitze allmählich unter Beobachtung einer Reihe von Segerkegeln. Das Brennen dauert etwa zwei Wochen. Steinzeug schwindet stark, um 10 bis 15 vH, und verzieht sich bei ungeeigneter Form und Lage. Eine weitere mechanische Bearbeitung erfahren nur die Anschlußflächen und Laufflächen (an den Flanschen, Hähnen, Stopfbüchsen), und zwar durch Schmirgelschleifmaschinen, während die Stücke sich geradlinig verschieben oder kreisen, sowie

durch Schleifen mit Sand und Wasser auf Drehtischen oder unter Anpressen der Dichtungsflächen. Die Schleifflächen werden dabei glatt. Man dichtet sie nach Erfordernis mit Dichtungsscheiben von Gummi oder Asbest oder durch eine Schicht von Paraffin oder mit Gummilösung.

Die Hähne aus Steinzeug, Fig. 1, bieten gerade in bezug auf die Dichtungsflächen, da diese sich leicht an einander gleitend bewegen lassen sollen, die größten Schwierigkeiten; diese werden aber längst als überwunden angesehen. Offenbar hat die Kunst der Hahnfabrikation der Herstellung von Steinzeugmaschinen wirksam vorgearbeitet.

In den Rührwerken von Steinzeug, Fig. 2, laufen die Rührflügel mit senkrecht stehendem Schaft unten mit einem halbkugelförmigen Zapfen in einer am Boden des Gefäßes passend ausgeschliffenen Pfanne und oben mit dem zylindrisch gedrehtem Ende des Schaftes in der Stopfbüchse des Gefäßdeckels. Unmittelbar über der Stopfbüchse setzt sich der Schaft als schmiedeiserne Welle bis zu dem oberhalb des Rührgefäßes gelagerten Antriebe fort. Die Hauptschwierigkeit liegt hierbei in der Verbindung des Schaftes mit der Welle; entweder klemmt man auf das obere Schaftende eine Art Schalenkupplung, so daß der Schaft das Drehmoment zu übertragen hat, oder man setzt die Welle mit einer vierkantigen Fortsetzung in den hohlen Schaft der ganzen Länge nach ein und kittet sie darin mit Schwefel oder Zement fest.

Fig. 2. Rührwerk.

Fig. 1. Hahn.

Nach dem erloschenen Patent 81417 (Klasse 12) von Gebr. Heine in Viersen werden Zentrifugen gebaut, Fig. 3, deren Schleudertrommel von z. B. 850 mm l. W. aus Steinzeug besteht und sich mit 800 Uml./min dreht. Zum Schutz gegen Zerspringen ist die Trommel von einem Blechmantel umgeben, in den sie eingekittet ist, so daß nur ihr oberer Rand frei übersteht. Dadurch wird bedingt, daß die aus der Ladung ausgeschleuderte Flüssigkeit über den Gefäßrand hinwegsteigt, um von da nach außen in das Gehäuse abzufliegen. Dieses überdeckt und umgibt als ringförmige Mulde mit einem Abflußstutzen die Trommel; seine innere Wandung besteht wieder aus Steinzeug. Die Decke enthält in der Mitte die mit einem Steinzeugdeckel abzuschließende Füllöffnung und seitwärts davon Rohransätze zum Absaugen von Säuredämpfen.

Die Ladung legt sich in der umlaufenden Trommel als fast zylindrische Schicht an die Wandung. Ihre nach innen gerichtete Oberfläche stellt sich nämlich, sofern die Masse in sich leicht beweglich ist, senkrecht zu der Kraftrichtung ein, die aus dem Gewicht und der Fliehkraft resultiert.

Ein Massenteilchen m hat das Gewicht mg und erleidet im Abstande r von der Drehachse bei der Winkelgeschwindigkeit ω die wagerecht nach außen wirkende Fliehkraft $m r \omega^2$. Für n Uml./min ist $\omega = \frac{2 \pi n}{60}$; daher die Fliehkraft $\frac{m r n^2}{91}$. Das Verhältnis der beiden Kräfte $\frac{m r n^2}{91}$ zu mg, d. i. $\frac{r n^2}{900}$, gibt die Neigung der Resultierenden gegen die Achse an, somit auch die Steigung der am Ort des betrachteten Massenteilchens angestrebten Lage der Schichtung; z. B. ist für $r = 0{,}45$ m:

bei $n =$	45	140	450	800	1000	Uml./min
$\frac{r n^2}{900} =$	1	10	100	320	500:1.	

Bei den im Betriebe vorkommenden Umlaufzahlen schichtet sich also die Ladung so steil an der Wand auf, daß sie innen fast zylindrisch begrenzt ist. Ferner lehren die vorstehenden Zahlen, daß die Flüssigkeit mit einer Kraft ausgeschleudert wird, die rd. 300 mal so stark ist als die Gewichtswirkung; weiterhin erklärt sich daraus, daß die ausgeschleuderte Flüssigkeit bis zum oberen Rande der Trommel aufsteigt. Die vielen kleinen Löcher der Trommelwand gehen nicht wie sonst nach außen durch, sondern münden reihenweise in Kanäle, die innerhalb der Steinzeugwand gerade aufsteigen und oben am Rande austreten. Die Kanäle haben, wie die Wand selbst, die Steigung 10 : 1 bis 12 : 1, so daß sie, laut vorstehender Zahlentafel, bei Umlaufzahlen über 150 alle ihnen von innen her zugekommene Flüssigkeit oben auswerfen, während bei Stillstand der Maschine keine Flüssigkeit ausläuft.

Fig. 3. Zentrifuge.

Bei jeder Umlaufgeschwindigkeit bildet die Schichtung der Masse genau genommen eine parabolische Fläche. Der Scheitel liegt in der Drehachse um das Maß $\frac{r n^2}{1800}$ unterhalb des betrachteten Punktes, z. B. für $r = 0{,}45$ m und $n = 800$ um 160 m nach unten versenkt.

Die Beanspruchung des Mantels durch die Fliehkräfte möge hier überschläglich ohne Rücksicht auf den Boden und den oberen Rand beurteilt werden. Ein mit der Umfangsgeschwindigkeit u um seine Achse kreisender Ring vom spezifischen Gewicht γ erfährt durch die Fliehkraft seiner Masse die Zugspannung $s = \frac{\gamma u^2}{100}$. Bei 0,9 m mittlerem Durchmesser, $n = 800$ Uml./min, also $u = 37{,}6$ m/sk, und bei $\gamma = 2{,}6$ kg/ltr für Steinzeug wird die Spannung $s = \frac{2{,}6 \cdot 37{,}6^2}{100} = 37$ kg/qcm; wegen der Verschwächung des Querschnittes durch die Löcher und Kanäle erhöht sich die Spannung auf schätzungsweise

$37 \cdot {}^4/_3 = 50$ kg/qcm. Damit wäre gerade die Festigkeitsgrenze erreicht. Bei Zerreißversuchen mit Probestäben aus Steinzeug hat sich dessen Zugfestigkeit zu 45 bis 55 kg/qcm ergeben, nach Versuchen an Röhren aus Steinzeug mit innerem Wasserdruck allerdings zu 80 kg/qcm. Die Druckfestigkeit von Steinzeug beträgt im Mittel 1500 kg/qcm. Jedenfalls dürfte die Steinzeugtrommel nicht ohne Mantelung als Zentrifuge laufen.

Bemerkenswert ist hierbei, daß ein Gußeisenmantel nichts nutzen würde. Die Spannung im Gußeisen würde zwar noch mäßig bleiben, nämlich unter den angenommenen Verhältnissen $\frac{\gamma u^2}{100} = \frac{7{,}25 \cdot 37{,}6^2}{100} = 100$ kg/qcm gegenüber 1200 kg/qcm Zugfestigkeit; aber die Dehnung des Gußmantels wäre bedeutender als die des Steinzeugmantels. Die Dehnung λ verhält sich zur ursprünglichen Länge l, dem Umfang der Trommel, wie die Spannung s zum Elastizitätsmodul E. An dem Steinzeugmantel mit $s = 37$ und stellenweise $s = 50$, im Mittel etwa $s = 40$ kg/qcm und bei $E = 500\,000$ wird $\lambda : l = \frac{40}{500\,000} = 0{,}00008$; an dem Gußeisenmantel aber mit $s = 100$ und $E = 1\,000\,000$ wird $\lambda : l = 0{,}00010$, d. h. der Gußeisenmantel würde sich (bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit) stärker ausdehnen als der Steinzeugmantel, so daß er diesem keinen Schutz mehr bieten könnte. Für den in der Ausführung benutzten Stahlblechpanzer ergibt sich $s = \frac{7{,}86 \cdot 37{,}6^2}{100} = 110$ kg/qcm und $\lambda : l = 110 : 2\,200\,000 = 0{,}00005$, d. i. weniger, als für Steinzeug gefunden war, so daß hierbei das Aufreißen der Steinzeugtrommel verhindert wird. Man wolle aus dieser Bemerkung ersehen, mit welchen Kleinigkeiten oder Feinheiten zu rechnen ist, wenn ein Stoff von so eigentümlicher Beschaffenheit wie Steinzeug als Maschinenteil verwendet werden soll.

Fig. 4. Strahlgebläse.

Als Steinzeugmaschinen ohne bewegliche Teile sind die Ejektoren und Emulseure zu nennen. Guttmanns Strahlgebläse, Fig. 4, deren Düsen und Gehäuse, vom Dampfrohranschluß ab, ganz in Steinzeug ausgeführt sind, werden hauptsächlich zum Absaugen von Gasen mit Dampf oder Preßluft benutzt und haben Rohrweiten von 50 bis 450 mm.

Die Emulseure dienen zur Förderung von Säuren mittels Preßluft; sie arbeiten nach Art der Mammutpumpen, indem sie vom Boden eines Senkrohres aus die Luft zugleich mit der im Rohr stehenden Flüssigkeit durch ein Steigrohr hoch aufsteigen lassen.

Vielseitige Verwendung findet das Druckfaß (Montejus). Aus einem geschlossenen Gefäß wird die Flüssigkeit durch Preßluft in das Steigrohr verdrängt und dadurch gefördert. Nachdem das Gefäß entleert ist, stellt man den Lufteintritt ab und läßt die eingeschlossene Luft entweichen; dabei füllt sich das Gefäß von neuem aus einem höher stehenden Behälter durch ein Fallrohr mit Rückschlagventil. Die Umsteuerung der beiden Hähne für den Eintritt der Preßluft und den Luftauslaß durch einen Mann erinnert an die älteste Dampfmaschinensteuerung. Man hat dafür selbsttätige Umsteuerungen eingeführt, wobei ein Schwimmer innerhalb des Gefäßes den Luftein- und -auslaß durch Ventile regelt. Ein neues Druckfaß der Deutschen Steinzeugfabrik in Friedrichsfeld i/B., Fig. 5, arbeitet mit Expansion der Preßluft, um deren Arbeitsvermögen voll auszunutzen. Kennzeichnend ist dafür, daß der Eintritt der Luft bei einer gewissen Höhe des sinkenden Flüssigkeitspiegels durch einen Schwimmer abgeschlossen wird, während der Luftauslaß von unten durch einen Ventilkörper geschlossen gehalten wird, der auch als Schwimmer ausgebildet und so belastet ist, daß er erst von der Oeffnung abfällt, wenn der Ueberdruck im Gefäß auf das der Förderhöhe gerade entsprechende Maß gesunken ist. Der Luftdruck beträgt in der Regel 3 bis 4 at, die Förderhöhe des Druckfasses von 150 ltr Inhalt kann 5 bis 20 m betragen. Durch entsprechende Belastung der Schwimmer

Fig. 5. Druckfaß (Montejus).

läßt sich die Steuerung den Betriebsverhältnissen anpassen. Die Leistung beträgt 4 bis 6 cbm/st, je nach der Höhe des Zuflußes und dem Druck der Preßluft.

Als Kolbenpumpen, Fig. 6, baut man stehende Tauchkolbenpumpen mit eisernem Gestell und Triebwerk. Die Ventile sind glatt geschliffene Steinzeugkugeln, die in manchen Fällen mit Gummi überzogen werden. Die Pumpen von 1 bis 4 ltr Kolbenverdrängung arbeiten mit 30 bis 40 Uml./min. Die Saughöhe beträgt 3 m, die Druckhöhe 12 m.

Fig. 6. Kolbenpumpen.

Für diese Maße ist die Dichtigkeit der Stopfbüchse mit bestimmend. Als Packung benutzt man Gummiringe, in Paraffin getränkte Baumwolle oder Asbest.

Besonders überraschend muß es dem Techniker vorkommen, daß aus Steinzeug auch Kreiselpumpen und Exhaustoren gefertigt werden, deren Flügelräder mit 1000 bis 2000 Uml./min laufen. Vor mehreren Jahren haben die Vereinigten Tonwarenwerke in Charlottenburg (vorm. E. March & Söhne) die ersten Versuche mit Exhaustoren gemacht und danach ihren »Siegfried-Exhaustor« auf den Markt ge-

bracht. Neuerdings baut die Firma auch **Kreiselpumpen** aus Steinzeug.

Die doppelseitige Pumpe, Fig. 7, stimmt in der Bauart mit den Exhaustoren nahezu überein; das Flügelrad sitzt auf einer durchgehenden Welle, indem seine Nabe zwischen Scheiben festgeschraubt ist, während Hülsen aus Steinzeug die Welle und die Verschraubung, von dem Flügelrad an nach beiden Seiten bis über die Stopfbüchsen hinaus, überkleiden.

Bei der einseitigen Pumpe, Fig. 8, sitzt das Flügelrad freitragend auf dem Wellenende und reicht mit einer Fortsetzung seiner Nabe bis vor die Stopfbüchse; die Verschraubung am äußersten Ende der Welle ist durch eine Kappe überdeckt. Die Flügelräder enthalten nach rückwärts gekrümmte Schaufeln zwischen Seitenscheiben.

Bei der Kreiselpumpe der Deutschen Steinzeugwarenfabrik in Friedrichsfeld i/B., Fig. 9, sitzen die Flügel, durch Rippen am Rücken gestützt, frei auf der Nabe, die beiderseits bis über die Stopfbüchsen hinaus reicht, so daß keine Fuge vorhanden ist, durch die etwa Flüssigkeit bis zur Welle dringen könnte. Obwohl das Ra l beiderseits gelagert ist, wird es doch nur einseitig beaufschlagt, weil dabei die Flüssigkeitsführung sehr viel einfacher wird; trotzdem erfährt das Rad keinen axialen Flüssigkeitsdruck, weil keine Radscheibe vorhanden ist. Das Steinzeuggehäuse läßt sich auf der eisernen Grundplatte so aufschrauben, daß die beiden Rohranschlußstutzen für die Saug- und Druckleitung in die verschiedensten Richtungen innerhalb der Rohrebene fallen. Die Rohrweite dieser Pumpe beträgt 50 mm, der Flügeldurchmesser 300 mm. Bei 1000 Uml./min fördert sie 12 cbm/st auf 10 m Höhe.

Fig. 7.
Doppelseitige Kreiselpumpe.

Fig. 8.
Einseitige Kreiselpumpe.

Fig. 9.
Kreiselpumpe ohne Radscheibe.

Bei Versuchen, die ich im Juni 1904 an dieser Pumpe angestellt habe, sind die Konstanten der Maschine ermittelt worden, die man braucht, um den Zusammenhang zwischen Umlaufzahl, Förderhöhe und Fördermenge anzugeben. Der Kraftbedarf ließ sich leider nicht messen, weil die elektrisch angetriebene Transmission, an der die Pumpe hing, auch wenn die übrigen Arbeitsmaschinen ausgerückt waren, so viel Kraft verbrauchte, daß die Arbeit der Pumpe am Amperemesser nicht deutlich zum Ausdruck kam.

Ueber die Bedeutung der Konstanten ist hier eine **theoretische Betrachtung** einzuschalten. Wenn die Druckleitung abgeschlossen wird, Fig. 10, so steigt die durch ein

Manometer angezeigte Druckhöhe auf einen Höchstwert von H m W.-S., der zu der Umfangsgeschwindigkeit u des Flügelrades in der Beziehung steht:

$$H = \psi u^2.$$

H ist die vom Rad geleistete Energiehöhe oder »Haltung«. Die Konstante ψ ergab sich aus den Beobachtungen im Mittel zu $\psi = 0{,}045$. Da $u = \frac{\pi D n}{60}$ ist, und der Raddurchmesser $D = 0{,}3$ m, so kann man für diese Pumpe auch setzen:

$$H = 0{,}045 \left(\frac{\pi\, 0{,}3\, n}{60}\right)^2 = \left(\frac{n}{300}\right)^2.$$

Wenn die Druckleitung in den Saugbehälter zurückkehrt, aber an einer Stelle auf einen kleinen Querschnitt a verengt ist, Fig. 11, so stellt sich der Druck auf einen kleineren Wert h_0 ein, der erforderlich ist, um die durch einen Wassermesser angezeigte Fördermenge Q_0 durch die Drosselfläche a mit dem Ausflußkoeffizienten μ hindurchzutreiben:

$$Q = \mu a \sqrt{2 g h_0}.$$

Die allgemeinen Gleichungen sind für den Fall aufzustellen, daß die Flüssigkeit auf eine Höhe h gefördert wird, während das Druckrohr zugleich eine Verengung von der Weite a enthält, Fig. 13, die so liegt, daß ein Bruchteil k von der Energie der Strömung c neben einer Beschleunigungsdruckhöhe h_0 für die Durchflußgeschwindigkeit v in der Oeffnung a mitwirkt. Hierbei ist $v = \sqrt{k c^2 + 2 g h_0}$ und

$$Q = \mu a v = \nu b \sqrt{\frac{2 g h_0}{\left(\frac{\nu b}{\mu a}\right)^2 - k \nu^2}}, \text{ ferner } Q = \nu b \sqrt{2 g (H - h_0 - h)},$$

mit der Folgerung $Q = \frac{\nu b \sqrt{2 g (H - h)}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\nu b}{\mu a}\right)^2 - k \nu^2}}$.

Die vorher aufgestellten Gleichungen bilden Sonderfälle hiervon.

Die Anordnung mit frei aufsteigendem Strahle, Fig. 14, ist nur dargestellt, um den Zusammenhang zwischen der Versuchsanordnung, Fig. 11, und der Betriebsanordnung, Fig. 12,

Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13. Fig. 14.

Aus den Beobachtungen hat sich beiläufig $\mu a = 3$ qcm ergeben, wobei das Schutzsieb des Wassermessers und dieser selbst die Drosselung bewirkten.

Ich nehme nun an, daß der Verlust an sichtbarer Förderhöhe, nämlich $H - h_0$, dazu dient, die Flüssigkeit aus dem Saugbehälter durch die Maschine und die Rohrleitung zu treiben, und setze deren gesamten Widerstand gleich demjenigen einer Durchflußöffnung von dem Rohrquerschnitt b mit dem Koeffizienten ν. Dieser Wert ν bildet die zweite Konstante der Maschine. Unter dieser Anschauung, die sich bei meinen Versuchen stets bewährt hat, gelangt man zu einer zweiten Gleichung für die Fördermenge:

$$Q = \nu b \sqrt{2 g (H - h_0)}.$$

Aus den Messungen ergab sich $\nu = 0{,}37$ bis $0{,}38$.

Wenn die Flüssigkeit aus dem Druckrohr frei ausfließt und dabei auf die Höhe h über dem Saugbehälterspiegel gefördert wird, Fig. 12, wie es der gewöhnlichen Anordnung der Pumpen im Betriebe entspricht, so tritt die Flüssigkeit aus der Rohrmündung ohne besondre Beschleunigungsdruckhöhe und mit derselben Geschwindigkeit c, mit der die Strömung im Rohr vor sich geht; dabei tritt h an Stelle von h_0 in der letzten Gleichung:

$$Q = \nu b \sqrt{2 g (H - h)}.$$

Hiernach ist die Fördermenge einer solchen Pumpe zu berechnen. Sie liegt zwischen dem Werte null für die Höhe $h = H$ und einem Höchstwert $Q_{max} = \nu b \sqrt{2 g H}$ für $h = 0$, wobei auch die Geschwindigkeit auf das höchste Maß kommt: $c_{max} = \frac{Q_{max}}{b} = \nu u \sqrt{2 g \psi}$. Für die untersuchte Pumpe ist $c_{max} = 0{,}37\, u \sqrt{2 \cdot 10 \cdot 0{,}045} = 0{,}35\, u$, z. B. 5,5 m/sk für 1000 Uml./min. Unter normalen Betriebsverhältnissen soll die Geschwindigkeit 1,5 bis 2 m/sk betragen.

herzustellen. Das Wasser fließt aus dem oben abgeschlossenen Druckrohr unter rechtwinkliger Ablenkung, wobei $k = 0$ zu setzen ist, zur Höhe des Saugspiegels, so daß $h = 0$ ist, und tritt durch die enge Mündung a unter dem Druck der Drosselhöhe h_0 aus. Der Vorgang stimmt also mit demjenigen der Versuchsanordnung Fig. 11 überein. Der Strahl steigt gesetzmäßig, d. h. abgesehen von der Reibung in der Mündung und der Luft, bis zur Höhe $h = h_0$ auf, wie in Fig. 12, wo das Wasser aus dem Druckrohr frei ausströmt. Die Gleichheit der Maße $h = h_0$ und Q für beide Fälle wird erreicht, wenn nur die Oeffnung a im Verhältnis zum Rohrquerschnitt b der Pumpe passend bemessen ist. Das führt zu den zwei Gleichungen für Q, nämlich:

$$Q = \mu a \sqrt{2 g h} \quad \text{und} \quad Q = \nu b \sqrt{2 g (H - h)}.$$

Hieraus ergibt sich der Zusammenhang zwischen der Förderhöhe h und der vom Rade erzielten Energiehöhe oder Haltung H:

$$h = \frac{H}{1 + \left(\frac{\mu a}{\nu b}\right)^2}.$$

Wie das Verhältnis $\frac{a}{b}$ bei einem Versuch so einzustellen ist, daß die Leistung der Pumpe mit den gegebenen Betriebsverhältnissen übereinstimmt, so lassen sich umgekehrt diese letzteren durch das Maß $\frac{a}{b}$ messen und ausdrücken.

In Fig. 15 ist das Betriebsmaß $\frac{a}{b}$ als Grundmaß nach rechts aufgetragen, darüber der Verlauf der Förderhöhen h, ausgehend von $H = 10$ m W.-S., bei $n = 950$ Uml./min. Beim Ausrechnen von h nach der letzten Gleichung ist $\mu = 2\nu = 0{,}74$ eingesetzt worden. Außerdem sind die Werte von

Q' in ltr/min oder Q in cbm/sk nach den vorhergehenden Gleichungen eingezeichnet.

Man erkennt sofort, daß die Leistung der Kreiselpumpe nicht etwa allein durch die Form und die Abmessungen des Flügelrades und seine Geschwindigkeit bestimmt wird, sondern wesentlich von dem Betriebsmaß $\frac{a}{b}$ abhängig ist, also auch von dem Verhältnis zwischen der wirklichen Förderhöhe h und der vom Rade bewirkten Haltung H. Die Fördermenge ist durch die Stromgeschwindigkeit c in den

Fig. 15.

Rohren an gewisse Grenzen gebunden. Für $c = 1{,}5$ bis 2 m/sk liefert die Pumpe $Q' = 180$ bis 240 ltr/min oder $Q = 0{,}003$ bis $0{,}004$ cbm/sk; dafür hat man das Betriebsmaß $\frac{a}{b}$ (nach der Zeichnung) von $0{,}15$ bis $0{,}20$ verfügbar, wobei $h = 0{,}92\,H$ bis $0{,}86\,H$ ist.

Das für die Nutzleistung maßgebende Produkt Qh ist auch in Fig. 15 eingezeichnet; es erreicht seinen Höchstwert, wie sich in bekannter Weise aus $\frac{d(Qh)}{dh} = 0$ berechnen läßt, bei $h = {}^2/_3\,H$ oder bei $\frac{a}{b} = \frac{0{,}7\,\nu}{\mu}$, d. i. $= 0{,}35$, mit einer Strömung von $c = \frac{Q}{b} = u\nu\sqrt{2g\psi\,{}^1/_3}$, d. i. $= 0{,}2\,u$, so daß für $u = 15$ m/sk (bei $n = 950$) die Strömung mit 3 m/sk erfolgen müßte.

Bei $h = {}^2/_3\,H$ wäre also die Pumpe hinsichtlich ihrer Leistung an $Q \cdot h$ am besten ausgenutzt. Wünscht man dagegen in Rücksicht auf die erforderliche Betriebskraft, daß die Pumpe mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad arbeite, so muß man sie, wie die folgende Betrachtung lehrt, etwas langsamer laufen lassen, so daß h nicht das ${}^2/_3$fache, sondern etwa ${}^4/_5$fache von H wird, oder in weiteren Grenzen so, daß h zwischen $0{,}7\,H$ und $0{,}9\,H$ liegt. Die Nutzleistung der Pumpe wird zu $N_n = 1000\,\frac{Qh}{75}$ PS berechnet. Das Flügelrad leistet aber tatsächlich $N_r = 1000\,\frac{QH}{75}$ PS. Der für die Pumpe aufzuwendende Kraftbedarf N_a wächst bei einer bestimmten Radgeschwindigkeit mit dem Betriebsmaß, so daß die Leergangsarbeit N_0 auftritt, wenn die Leitung geschlossen, also $\frac{a}{b} = 0$ ist. Der Wert von N_0 hängt ab von der Lager- und Stopfbüchsenreibung, der Reibung des Flügelrades im Wasser und der durch das Rad hindurchgehenden und stellenweise wieder zurückkehrenden Strömung. Um den Verlauf der hiervon abhängigen Größen zu veranschaulichen, ist in Fig. 15 $N_0 = 0{,}5$ PS angenommen. Weiter wächst der Kraftbedarf, so daß näherungsweise, abgesehen von einzelnen Strömungsstörungen, $N_a = N_0 + N_r$ ist.

Der Wirkungsgrad der Maschine ist $\eta = \frac{N_r}{N_a}$; s. Fig. 15. Dagegen ist der Wirkungsgrad der ganzen Pumpenanlage $\varepsilon = \frac{N_n}{N_a}$. Sein Höchstwert liegt, weil die Größe N_a im Nenner nicht konstant ist, vielmehr wächst, bei einem kleineren Betriebsmaß als derjenige von Qh oder des Zählers, nach Fig. 15 bei $\frac{a}{b} = 0{,}25$ statt bei $0{,}35$ oder bei $h = 0{,}8\,H$.

Um den Zusammenhang der praktisch wichtigsten Größen für eine Kreiselpumpe übersichtlich aufzuzeichnen, verfährt man zweckmäßig in folgender Weise: Von dem mitten in der Zeichnung, Fig. 16, liegenden Punkte 0 aus trägt man nach links die Umlaufzahlen n auf, darunter die entsprechenden Werte von u (in gerader Linie) und darüber (als Parabel) die dazu gehörigen Werte von $H = \psi u^2$; ferner nach rechts die Strömgeschwindigkeiten c, darunter (in gerader Linie) die Werte für Q' in ltr/min und darüber (als Parabel) die Werte für $H - h = \frac{c^2}{2g\nu^2}$. Oberhalb dieser letzten Parabel sind die Förderhöhen h angegeben, nach oben durch die Höhenmaße der Haltungen H begrenzt, welche nach der linken Parabel von n abhängig sind.

Beispielsweise findet man bei der Rohrweite von 50 mm zu einer Strömung von $c = 1{,}67$ m/sk die Fördermenge $Q' = 200$ ltr/min. Um diese Lieferung wirklich zu erzielen, muß,

Fig. 17 und 18. Exhaustor.

Fig. 16.

entsprechend der Bedingung $Q = \nu b \sqrt{2g(H-h)}$, die Höhe $H-h = \frac{c^2}{2g\nu^2} = \frac{1,67^2}{2\cdot 10\cdot 0,37^2} = 1$ m sein. Wenn nun die Förderhöhe $h = 9$ m verlangt wird, kommt man auf die Gesamthöhe $H = 1 + 9 = 10$ m. Dem entspricht nach der linksseitigen Parabel das Grundmaß $n = 950$ Uml./min, oder rechnerisch die Umfangsgeschwindigkeit $u = \sqrt{\frac{H}{\psi}} = \sqrt{\frac{10}{0,045}} = 15$ m/sk. Die Zeichnung gewährt einen raschen Ueberblick über den Einfluß der Aenderung irgend einer der hier in Betracht kommenden Größen, und zwar um so leichter, weil die vier Linienzüge in die vier Quadranten verteilt sind, von denen nur die beiden unteren (für u und Q') keinen sachlichen Zusammenhang haben.

Die Exhaustoren aus Steinzeug, Fig. 17 und 18, sind technisch dadurch bemerkenswerter als die Kreiselpumpen, daß sie mit etwa dreimal so hoher Umfangsgeschwindigkeit laufen, nämlich mit 30 bis 45 m/sk. Die Fliehkräfte rufen dabei hohe Beanspruchungen hervor. Bei der Formgebung des Flügelrades hat man daher die Masse außen am Rade nach Möglichkeit ausgespart. Die Flügel sitzen ohne Radscheiben frei auf einer kräftigen Nabe und werden durch Mittelrippen gehalten, so daß sowohl die radialen Fliehkräfte der Flügel als auch die tangentialen Druck- und Beschleunigungskräfte noch mit Sicherheit aufgenommen werden. Da, wo Brüche an Exhaustoren eintreten, liegen andere Gründe vor.

Die Deutsche Steinzeugwarenfabrik hat eine neuere Bauart aufgenommen, über die bisher noch keine Betriebserfahrungen vorliegen. Die Fugen zwischen der Radnabe und den seitlich angesetzten Schutzhülsen sind dabei vermieden. Das Gehäuse erhält beide Rohranschlüsse an dem Unterteil, so daß sich durch Abheben der oberen Haube das Flügelrad und die ganze Welle freilegen lassen, ohne daß man erst die Saugrohrleitung abbauen muß.

Die Leistung der Steinzeugexhaustoren ist sehr befriedigend. Sie werden in Größen von 300 und 200 und 150 mm Rohrweite gebaut. Die Gase strömen normal mit 10 bis 20 m/sk. Als höchste Liefermenge folgen hieraus für die drei Größen rd. 80, 40 und 20 cbm/min. Die Energiehöhe H der Flügelräder erreicht 100 bis 150 mm W.-S. Ausführliche Versuchsangaben sind in der Zeitschrift für angewandte Chemie 1903 Heft 49 und 1905 Heft 6 veröffentlicht. Dort sind auch die Versuche mit zweierlei Meßvorrichtungen beschrieben, bei denen die Luftmengen im Verhältnis 100 : 60 verschieden ausfallen, wenn die Kontraktion des einziehenden Luftstromes in der Mündung des Trichters, Fig. 18 I, unberücksichtigt bleibt, die gerade einen Koeffizienten von 0,60 hat. Durch Kontrollmessungen der ausblasenden Windmenge und Beobachtung der Luftbewegung in der Trichtermündung mit Hülfe kleiner Wimpel hat sich feststellen lassen, daß die von andrer Seite ausgeführten Messungen die Luftmenge zu hoch ergeben hatten, weil die etwa 65 mm breite Zone am Rande des Trichters mit ruhender Luft für das Anemometer nicht zugänglich war und sich dadurch der Messung entzogen hat.

Ich benutze für die Untersuchungen einen großen, luftdicht ausgeklebten Windkasten, Fig. 18 II, der sowohl am Saugrohr als auch am Druckrohr angesetzt werden kann und durch Oeffnungen in den Seitenwänden die bei den Versuchen geförderte Luft mit der Außenluft zum Ausgleich bringt. Die Oeffnungen werden zunächst durch Schieber abgedeckt und diese noch durch Holzkeile unter angeschraubten Leisten dicht angedrückt; dabei zeigt das Wasserrohr die der augenblicklichen Umlaufzahl n zukommende Energiehöhe $H = \psi u^2$. Weiter werden die Schieber einzeln so eingestellt, daß die darin ausgeschnittenen Oeffnungen von verschiedener Größe vor die Oeffnungen der Kastenwände kommen, bis schließlich die Schieber ganz entfernt werden. Bei jeder Einstellung ist die Weite der Oeffnungen zu vermerken, die Druckhöhe h abzulesen, die Umlaufzahl mittels Tachometers zu messen, womöglich noch Spannung und Stromstärke bei unmittelbarem elektrischem Antrieb. Die Summe der Oeffnungsquerschnitte a, die »äquivalente Fläche«, ist bezüglich ihrer Drosselwirkung gleichwertig mit dem im Betrieb zu überwindenden Strömungswiderstand der Exhaustor- oder Ventilatoranlage. Der Durchflußkoeffizient μ für die Oeffnungen beträgt nach Messungen mit dem Schalenkreuz-Anemometer im Mittel 0,80, und zwar für kleine Oeffnungen etwas weniger, für große von 200 mm Dmr. an etwas mehr. Die Geschwindigkeit der Luft unter h mm W.-S. Ueberdruck ist $4\sqrt{h}$ zu setzen. Daraus ergibt sich die Luftmenge $Q = \mu a 4\sqrt{h}$. Anderseits besteht, unter der oben entwickelten Anschauung, die Gleichung $Q = \nu b 4\sqrt{H-h}$. Aus der Beziehung $\mu a 4\sqrt{h} = \nu b 4\sqrt{H-h}$ läßt sich ν berechnen, wenn H und h sehr genau ermittelt sind, was jedoch wegen der Schwankungen der Umlaufzahl in der Regel nicht gelingt. Auch wenn man deshalb die Werte von H und h zuvor auf eine einheitliche Radgeschwindigkeit (in deren quadratischem Verhältnis) umgerechnet hat, läßt sich der Wert von ν doch erst als Mittelwert aus den einzelnen Messungen bei den verschiedenen Oeffnungsweiten finden. Nach den Untersuchungen verschiedener Steinzeugexhaustoren

war $\psi = 0{,}068 - 0{,}087 - 0{,}062 - 0{,}070 - 0{,}052$
und $\nu = 0{,}90 - 0{,}71 - 0{,}67 - 0{,}60 - 0{,}70$.

Fig. 19 gibt als Beispiel den Verlauf der einzelnen Größen nach dem Grundmaß $\frac{a}{b}$ der Versuche wieder, nach Messungen an einem Friedrichsfelder Steinzeugexhaustor. Das

Produkt $Q\,h$ erreicht seinen Höchstwert bei $h = {}^2/_3\,H$ oder $\frac{a}{b} = \frac{0{,}7\,\nu}{\mu} = \frac{0{,}7 \cdot 0{,}67}{0{,}80} = 0{,}6$; der Wirkungsgrad ε aber ist bei $\frac{a}{b} = 0{,}5$ am größten. Wegen des flachen Verlaufes der Kurve für ε darf man indessen die Betriebsmaße von $^1/_4$ bis nahe an 1 vorteilhaft benutzen, je nachdem es mehr darauf ankommt, einen starken Strömungswiderstand zu überwinden

Fig. 19.

(etwa beim Durchtreiben der Gase durch ein Filter oder durch Flüssigkeitsvorlagen) oder eine große Fördermenge zu bewältigen.

Bei Aenderung der Umlaufzahl folgt die Fördermenge im einfachen, die Druckhöhe im quadratischen Verhältnis der Geschwindigkeit, vorausgesetzt, daß dabei das Betriebsmaß oder das Verhältnis von h zu H unverändert bleibt.

Aus Fig. 20 kann man den Einfluß beliebiger Abänderungen der Umlaufzahl, der Förderhöhe usw. rasch übersehen und danach, wenn man die praktischen Grenzen für u und c einhält, die für den Exhaustor passenden Verhältnisse finden, gerade so wie bei Fig. 16 für die Pumpe.

Fig. 20.

Um einen im Betrieb stehenden Exhaustor oder Ventilator auf seine Leistung zu prüfen, hat man den Druckunterschied h der Gase vor und hinter der Maschine zu messen, sowie die bei gleicher Radgeschwindigkeit erzielte Haltung H, indem man für kurze Zeit die Leitung an irgend einer Stelle dicht abschließt. Zur Messung genügt ein umgebogenes Glasrohr von etwa 20 cm Schenkellänge, das zur Hälfte mit Wasser gefüllt wird, und dessen eines Ende durch einen Gummischlauch mit einer kleinen Oeffnung in der Wand des Saugrohres bezw. Druckrohres verbunden wird. Aus der Abmessung der Höhenunterschiede des Wasserstandes im Glasrohr und der Messung der Umlaufzahl der Flügelradwelle lassen sich schon die fraglichen Größen angenähert berechnen, wobei das Maß ν, wenn es für die Maschine nicht bekannt ist, schätzungsweise zu etwa 0,72 neben $\mu = 0{,}80$ angenommen werden mag. Zunächst findet man aus H und der Umfangsgeschwindigkeit des Rades u den Wert für $\psi = \frac{H}{u^2}$, der zwischen 0,05 und 0,10 liegen wird, um so höher, je dichter das Flügelrad im Gehäuse geht. Ferner läßt sich das Betriebsmaß $\frac{a}{b} = \frac{\nu}{\mu}\sqrt{\frac{H}{h} - 1}$ berechnen, ebenso die im Betrieb geförderte Windmenge $Q = \nu\, b_{qm}\, 4\sqrt{H - h}$ in cbm/sk. Daraus folgt weiter die in dem Rohrquerschnitt von b qm herrschende Stromgeschwindigkeit $c = \frac{Q}{b}$. Die Ergebnisse sind an Hand der vorangehenden Aufzeichnungen zu beurteilen.

Zum Schluß habe ich noch hinzuzufügen, daß die Haltung H des Flügelrades streng genommen nicht ganz konstant bleibt, sondern sich mit der Fördermenge, je nach der Schaufelform im einen oder andern Sinn, ein wenig ändert. Nach der (in Z. 1895 S. 611 entwickelten) Theorie ist

$$H_2 - H_1 = \frac{\omega\,(v_2\,r_2 - v_1\,r_1)}{g}.$$

Hierin bedeutet:

$H_2 - H_1$ in m Flüssigkeitsäule die von der Gewichteinheit beim Durchgang durch das Rad aufgenommene Energiehöhe, also für Pumpen $(H_2 - H_1)\gamma = H$ m W.-S. und für Gebläse $(H_2 - H_1)\gamma = H$ mm W.-S., z. B. mit $\gamma = 1{,}3$ für Säure oder mit $\gamma = 1{,}25$ kg/cbm für Luft im gewöhnlichen Zustand;

$\omega\, r_2 = u_2 = u$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades;

$\omega\, r_1$ die Radgeschwindigkeit an der Eintrittstelle;

v_2 die tangentiale Geschwindigkeit der Flüssigkeit außen, v_1 dieselbe innen.

Somit ist
$$H = \frac{(u_2\,v_2 - u_1\,v_1)\,\gamma}{g}.$$

Die Werte von v sind (nach dem Schluß jener Abhandlung) unbestimmt. Führt man $v = u - w\,\mathrm{tg}\,\varepsilon$ ein, wobei w die radiale Geschwindigkeit der Flüssigkeit, ε den Winkel zwischen der Strömung im Rade und der nach außen gerichteten Verlängerung des Radius bedeutet, so erhält man:

$$H = \left[1 - \left(\frac{u_1}{u_2}\right)^2 - \frac{w_2}{u_2}\,\mathrm{tg}\,\varepsilon_2 + \frac{u_1}{u_2}\,\frac{w_1}{u_2}\,\mathrm{tg}\,\varepsilon_1\right]\frac{u^2\,\gamma}{g}.$$

Nach dieser Gleichung ist die Haltung H von der durch die Schaufelform beeinflußten Stromrichtung ($\mathrm{tg}\,\varepsilon$) im Rad abhängig und mit der Stromgeschwindigkeit (w) oder der Fördermenge veränderlich.

Um die Abweichungen zu beurteilen, hat man Zahlenwerte einzusetzen. Es sei zunächst $w_1 = w_2 = 0$, also $H = \left[1 - \left(\frac{u_1}{u_2}\right)^2\right]\frac{u^2\gamma}{g}$. Es sei ferner $u_1 = 0{,}45\,u_2$ und $w_1 = w_2 = 0{,}1\,u_2$, somit $H = [0{,}80 - 0{,}1\,(\mathrm{tg}\,\varepsilon_2 - 0{,}45\,\mathrm{tg}\,\varepsilon_1)]\frac{u^2\gamma}{g}$. Bei einer Schaufelform bezw. einer relativen Strombahn mit konkaver Vorderseite möge $\mathrm{tg}\,\varepsilon_2 = 0$ und $\mathrm{tg}\,\varepsilon_1 = 1$ sein; dabei wird $H = 0{,}845\,\frac{u^2\gamma}{g}$. Bei einer rückwärts gekrümmten Schaufel sei $\mathrm{tg}\,\varepsilon_2 = 0{,}8$ und $\mathrm{tg}\,\varepsilon_1 = 1$, also $H = 0{,}765\,\frac{u^2\gamma}{g}$. Wäre aber $\mathrm{tg}\,\varepsilon_2 = 0{,}45\,\mathrm{tg}\,\varepsilon_1$, was einer wenig nach hinten geneigten Schaufel entspricht, so nimmt H einen mittleren Wert an und behält diesen unabhängig von der Strömung unverändert bei, nämlich $H = 0{,}80\,\frac{u^2\gamma}{g}$. Von diesem mittleren, konstanten Wert aus würde also bei den vorher angenommenen Schaufelformen H das eine Mal um 5,5 vH wachsen, das andre Mal um 4,4 vH abnehmen, wenn die Förderung bis $w = 0{,}1\,u$ gesteigert wird. Dieses Verhalten mag wohl bei dem Entwurf von Flügelrädern Beachtung verdienen, bei praktischen Versuchen aber wird es gerechtfertigt erscheinen — von besondern Fällen abgesehen — den Wert $H = \psi\,u^2$ als konstant gelten zu lassen.

Einhundert Dampfverbrauchsversuche,

ausgeführt an Dampfmaschinen vom Werk Augsburg der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.

Von Oberingenieur **J. Krumper**, Augsburg.

Die folgende Zusammenstellung umfaßt in 100 Nummern eine Auswahl kennzeichnender und zuverlässiger Ermittlungen des Dampfverbrauches an 33 Kolbendampfmaschinen verschiedener Art, gebaut vom Werk Augsburg der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.

Die Gesamtdauer der Versuche beträgt rd. 643 Stunden[1]).

Um einer vollkommenen Zusammengehörigkeit der einzelnen Versuchsdaten und unveränderter Eintrittsfüllung versichert zu sein, sind in diese Arbeit größtenteils Versuche mit fester Expansion aufgenommen. Diese Unveränderlichkeit ist entweder durch Feststellen der Regulatorstellzeuge und Einhalten gleicher Umlaufzahl mittels eines zweiten Motors (Dampf oder Wasser) oder, wie bei Dampfdynamos, durch Arbeiten auf gleichbleibende Widerstände erreicht.

Außer einigen Versuchen mit Auspuff und Zentralkondensation, betreffen die Versuche nur Maschinen mit Einspritzkondensation; der Dampfverbrauch wurde ausschließlich durch Messen des Speisewassers bestimmt.

Die Angaben beziehen sich neben den auf die Beurteilung der Versuche gerichteten Umständen, wie Zeitdauer, Betriebsart, Bauart und Beanspruchung von Maschinen und Kesseln, im wesentlichen auf die zur Kenntnis der Dampfarbeit und der verbrauchten Dampfmengen erforderlichen Zahlen.

Neben den Zylinderabmessungen (D = Durchmesser, S = Hub) und den Kolbenstangendurchmessern Δ in mm, welche durchweg sorgfältig erhoben sind, enthält die Ausarbeitung die Angaben über effektive Kolbenflächen F in qcm und deren Verhältniszahlen, Hubvolumen in ltr sowie die schädlichen Räume ε_0. Den Umlaufzahlen n in der Minute sind die entsprechenden Kolbengeschwindigkeiten c in der Sekunde beigesetzt.

Auf Grundlage der »Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen«, aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1899[2]), sind für sämtliche Versuche die zur Beurteilung des Wärmeverbrauches, des thermischen Wirkungsgrades und des Gütemaßstabes erforderlichen Werte ermittelt. Soweit hierzu die in den Berichten enthaltenen oder zum Teil bereits veröffentlichten Versuchsangaben nicht ausreichten, ist auf die Originaldiagramme und die Versuchslisten zurückgegriffen.

Die im Anhang der »Normen« (erläutert durch Professor E. Meyer[3])) eingeführten Bezeichnungen und zur Berechnung verwendeten Formeln sind folgende:

p_1 = Druck des einströmenden Dampfes unmittelbar vor der Maschine in kg/qcm abs.

T_1' = zugehörige absolute Temperatur im Falle überhitzten Dampfes;

x_1 = zugehörige spezifische Dampfmenge im Falle gesättigten Dampfes in kg;

v_1 = zugehöriges spezifisches Volumen in cbm;

u_1 = zugehöriges Volumen des trockenen gesättigten Dampfes, vermindert um dasjenige des flüssigen Wassers, in cbm;

p_0 = Druck im Ausströmrohr unmittelbar hinter dem Niederdruckzylinder in kg/qcm abs.;

$$\varepsilon = \frac{V_2}{V} = \frac{\text{schädl. Raum + Hubvolumen des Niederdruckzylinders}}{\text{schädl. Raum + Füllungsvolumen des Hochdruckzylinders}};$$

= effektiver Gesamtexpansionsgrad, wobei das Füllungsvolumen mit Hülfe des Gesetzes der gleichseitigen Hyperbel auf den Druck p_1 zu beziehen ist;

N_i^0 = indiz. Arbeit der verlustlosen Maschine, geleistet von 1 kg Dampf auf die Dauer einer Stunde (ohne Arbeitsverluste durch schädliche Räume, Wärmebewegung in den Zylinderwandungen, Drosselungen und Undichtheiten), in PS;

$D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$ = Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine für 1 PS_i-st;

D_i = wirklicher, durch den Versuch bestimmter Dampfverbrauch für 1 PS_i-st (Speisewasser abzüglich Leitungskondensat);

$N_i = \frac{1}{D_i}$ = indizierte Arbeit, die von 1 kg Dampf auf die Dauer einer Stunde wirklich geleistet wird;

$\eta_v = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$ = Gütemaßstab = Verhältnis der wirklich geleisteten Arbeit zu derjenigen der verlustlosen Maschine;

N_i' = indizierte Kraftleistung der untersuchten Maschine in PS.

a) Gesättigter Dampf.

Für $x_1 = 1$, (anfänglich trocken gesättigter Dampf), mit $v_1 = u_1$ aus den Dampftabellen,

$$N_i^0 = \frac{p_1 v_1}{27}\left[8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0{,}135}} - \varepsilon\frac{p_0}{p_1}\right].$$

b) Ueberhitzter Dampf.

$$v_1 = \frac{0{,}00509\ T_1' - 0{,}193\ p_1^{1/4}}{p_1}$$ spezif. Volumen in cbm für p_1;

$$v_g = \frac{p_1^{3{,}72}\ v_1^{4{,}07}}{8{,}23}$$ Volumen, bei dem der arbeitende Dampf gerade trocken gesättigt ist;

$\varepsilon_1 = \frac{v_g}{v_1}$, $\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$ Expansionsgrade für den Sättigungspunkt;

$$N_i^0 = \frac{p_1 v_1}{27}\left[4 + 4{,}41\frac{1}{\varepsilon_1^{0{,}333}} - 7{,}41\frac{1}{\varepsilon_1^{0{,}333}\cdot\varepsilon_2^{0{,}135}} - \varepsilon\frac{p_0}{p_1}\right].$$

Ferner kommen, unter Zugrundelegung einer Speisewassertemperatur von 0° C (Ziffer 18 der »Normen«), für die Berechnung der Wärmewerte und thermischen Wirkungsgrade folgende Größen in Frage:

t_1 = Sättigungstemperatur, die zur Spannung p_1 des einströmenden Dampfes unmittelbar vor der Dampfmaschine gehört, in ° C;

t_1' = etwaige Ueberhitzungstemperatur an derselben Stelle;

$t = t_1' - t_1$ = Ueberhitzung in ° C;

$\lambda_1 = 606{,}5 + 0{,}305\ t_1$ für gesättigten Dampf, Wärmewert von 1 kg Dampf in WE;

$\lambda_1' = 606{,}5 + 0{,}305\ t_1 + 0{,}48\ t$ für überhitzten Dampf, Wärmewert von 1 kg Dampf in WE;

$\lambda_1 \times D_i$ für gesättigten Dampf, Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st in WE;

$\lambda_1' \times D_i$ für überhitzten Dampf, Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st;

$\eta_{th} = \frac{637}{\lambda D_i}$ = thermischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine; Verhältnis des Wärmewertes von 1 PS_i-st zum Wärmewert des für 1 PS_i-st verbrauchten Dampfes.

Abweichend hiervon ließen sich die Drücke p_1 in den meisten Fällen nicht unmittelbar vor dem Eintritt in die Zylinder oder deren Dampfmäntel ermitteln. Es sind in die Zahlentafeln daher die Manometerstände in der Dampfzuleitung — meist einige Meter vor dem Eintrittstutzen in den Dampf-

(Fortsetzung des Textes auf S. 1320)

[1]) Ferner sind zur Ergänzung bei den Einzylinder-Ventildampfmaschinen 6 neuere Versuche aus einer größeren Reihe angefügt, welche an einer Maschine der gleichen Firma unter verschiedenen Arbeitsverhältnissen erhalten worden sind.

[2]) Z. 1900 S. 460.

[3]) Z. 1899 S. 391 und 1900 S. 539.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Versuchs-				Zylinderabmessungen				Dampfdrücke absolut in kg/qcm						Zylinderfüllung		
Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck $= D$	Mitteldruck $= D_1$	Niederdruck $= D_2$	Uml./min n Kolbengeschw. i. d. Sek. c	Eintrittsdruck: Manometer oder Diagramm	Eintrittsdruck p_1	Expansions-Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. $+ \varepsilon_0$ $V_1 =$ ltr	Gesamt-Exp. einschl. ε_0 $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1}$
A. Einzylinder-Dampfmaschinen, liegend,																	
Standort, Firma: Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg; nunmehr																	
1	II	21. 8. 72	11h 39'	Normallstg. feste Expans., ohne Mantelheizung	—	—	$D_2 = 366{,}7$ $S_2 = 590{,}0$ $\Delta_2 = 55{,}0/0$ $F_2 = 1044{,}2$	63,75	Mm.	**6,86**	cm 65,6 =	**0,096** Kondsat.	—	(0,98)	—	—	—
								1,254 m	Dg.	6,51	(1,00) Hubende	0,312 Diagr.-Mitte	2,152	—	0,101	8,07	7,86
2	V	28. 8. 72	11h 40'	Normallstg. feste Expans., mit Mantelheizung	—	—	Vol. = 61,61 $\varepsilon_0 = 3{,}0$ vH = 1,85 $V_2 =$ 63,46 ltr	63,00	Mm.	**6,98**	cm 65,5 =	**0,090**	—	(0,98)	—	—	—
								1,239	Dg.	6,95	(1,01)	0,271	2,396	—	0,106	8,38	7,57
Mechanische Weberei am																	
3	I	23.10.72	12h 6'	Normallstg. feste Expansion	—	—	$D_2 = 541{,}5$ $S_2 = 1147{,}0$ $\Delta_2 = 70/70$ $F_2 = 2263{,}9$	49,38	Mm.	**6,73**	cm (66,0) =	**0,083**	—	(0,98)	—	—	—
								1,888	Dg.	6,37	0,74	0,285	1,867	—	0,098	31,94	8,33
4	II	24.10.72	12h 6,5'	Normallstg. feste Expansion	—	—	Vol. = 259,68 $\varepsilon_0 = 2{,}5$ vH = 6,49 $V_2 =$ 266,17 ltr	49,12	Mm.	**6,75**	cm (66,0) =	**0,083**	—	(0,98)	—	—	—
								1,878	Dg.	6,46	0,76	0,282	1,878	—	0,097	31,68	8,40
Baumwoll-Spinnerei J. F. Chur & Söhne,																	
5	I	21. 4. 76	12h 5'	Normallstg. feste Expansion	—	—	R. $D_2 = 575{,}5$ $\Delta_2 = 80/80$ $F_2 = 2551{,}0$ L. $D_2 = 575{,}75$ $\Delta_2 = 80/80$ $F_2 = 2553{,}3$	47,87	Mm.	**6,48**	cm 65,0 =	**0,096**	—	(0,98)	—	—	—
								1,835	Dg.	6,27	0,88	0,273	2,12	—	0,117	2×41,38	7,26
6	II	22. 4. 76 vorm.	6h 3'	Normallstg. feste Expansion	—	—	$S_2 = 1150{,}0$ Vol. = 2·293,49 $\varepsilon_0 = 2{,}4$ vH = 2·7,04 $V_2 =$ 2·300,53 ltr	47,59	Mm.	**6,58**	cm 65,0 =	**0,096**	—	(0,98)	—	—	—
								1,823	Dg.	6,46	0,91	0,276	2,13	—	0,112	2×39,91	7,53
Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbau-																	
	—	7. 11. 04 nachm.	4h 0'	Normallstg. und Kondensation, gesättigter Dampf	—	—	$D_2 = 415{,}7$ $S_2 = 1001{,}0$ $\Delta_2 = 85{,}1/85{,}1$ $F_2 = 1300{,}32$	81,31	Mm.	**7,86**	cm 67,25 =	**0,065**	—	(0,979)	—	—	—
								2,713	Dg.	7,26	1,101	0,185	2,359	—	0,085	17,249	7,91
	—	3. 11. 04 nachm.	4h 0'		—	—	Vol. = 130,16 $\varepsilon_0 = 4{,}8$ vH = 6,25 $V_2 =$ 136,41 ltr	81,53	Mm.	**11,24**	cm 66,40 =	**0,083**	—	0,986	—	—	—
								2,720	Dg.	10,54	1,001	0,172	2,723	—	0,053	13,187	10,34
	—	25. 1. 05 vorm.	4h 5'	Normallstg., mit Kondensation, überhitzter Dampf	—	—	.	81,15	Mm.	**11,25**	cm 68,60 =	**0,053**	—	0,986	—	—	—
								2,708	Dg.	10,45	0,883	0,095	2,665	—	0,056	13,578	10,05
	—	10. 1. 05 vorm.	4h 19'		—	—	.	81,25	Mm.	**11,21**	cm 68,00 =	**0,050**	—	0,975	—	—	—
								2,711	Dg.	10,73	0,880	0,138	2,603	—	0,062	14,346	9,51
	—	17. 1. 05 nachm.	4h 18'	Uebernormale Lstg., ohne Kondensation	—	—	.	81,16	Mm.	**11,21**	—	(0,980)	—	0,959	—	—	—
								2,708	Dg.	10,98	1,61	1,01	3,533	—	0,150	25,774	5,29
	—	18. 1. 05 nachm.	4h 17'		—	—	.	81,49	Mm.	**11,18**	—	(0,980)	—	0,959	—	—	—
								2,719	Dg.	10,82	1,61	1,01	3,553	—	0,155	26,425	5,16

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C			verlustlose Maschine					effektives Versuchsergebnis			thermischer Wirkungsgrad	Gütemaßstab	Dampfkessel					Bemerkungen	Quellenangabe
beobachtet	absolut	Ueberhitzung	zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1: spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab. v_1 = berechnet	Ueberhitzg. Sättigungsp.		indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st	Dampfverbrauch für 1 PSi/st	indizierte Kraftleistung	für 1 PSi/st: Dampf	Wärmeverbrauch WE	$\frac{637}{\lambda \cdot D_i}$	$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} \frac{D_i^0}{D_i}$	Anzahl und Bauart	Heizfläche	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs		
t_1 t_1'	$T_1 = 273^0 + t_1$	t		v_g	ε_1 ε_2	N_i^0 = PS	$D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	N_i' = PS	D_i = kg	$\lambda_1 D_i$ $\lambda_1' D_i$	$= \eta_{th}$			qm	kg		°C		
mit Ventilsteuerung und Kondensation.																			
Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.																			
–	–	–	0,2777	–	–	0,1898	5,268	–	13,23	8682	0,073	0,398	1 Siederkessel mit = 38,3 qm, 2 Siedern und 2 Vorwärmern = 38,3 », Gesamt-Heizfläche (76,6) qm	38,3	15,1	10,9	–	einzylindrig, kurz hübig; Dampfmantel für umlaufenden Kesseldampf; nasser Dampf.	»Civil-Ingenieur« Bd. 20 1874.
–	–	–	–	–	–	–	–	38,79	–	0° C Sp.-Wasser		–		(76,6)	(7,5)	–	–		
–	–	–	0,2732	–	–	0,1889	5,294	–	11,27	7398	0,086	0,470		38,3	14,1	10,6	–		
–	–	–	–	–	–	–	–	42,68	–	–	–	–		(76,6)	(7,1)	–	–		
Fichtelbach in Augsburg.																			
–	–	–	0,2828	–	–	0,1933	5,174	–	8,58	5629	0,113	0,603	2 Siederkessel je 76 qm mit 2 Siedern u. 1 Vorwärmer	152	6,17	2,81	–	einzylindrig; Dampfmantel für umlaufenden Kesseldampf.	Versuchsbericht von Prof. C. Linde, München.
–	–	–	–	–	–	–	–	106,3	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2820	–	–	0,1937	5,164	–	8,74	5784	0,111	0,591		152	6,31	3,14	250		
–	–	–	–	–	–	–	–	106,4	–	–	–	–		–	–	–	–		
nunmehr Spinnerei Wertach, in Augsburg.																			
–	–	–	0,2931	–	–	0,1852	5,401	–	8,02	5256	0,121	0,673	2 Cornwallkessel mit 83 qm, 1 Siederkessel » 49 », 1 Vorwärmer » 19 »	234	9,18	1,19	–	Zwillings-Dampfmaschine; Dampfmantel für umlaufenden Kesseldampf.	Versuchsbericht von Prof. Thoma, Augsburg.
–	–	–	–	–	–	–	–	264,4	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2888	–	–	0,1870	5,347	–	8,19	5371	0,119	0,653		234	9,42	1,15	–		
–	–	–	–	–	–	–	–	266,1	–	–	–	–		–	–	–	–		
Gesellschaft Nürnberg A.-G., Werk Augsburg.																			
–	–	–	0,2443	–	–	0,1949	5,131	–	8,25	5428	0,117	0,622	1 kombinierter Cornwall-Heizrohrkessel mit 134 qm Heizfläche, 1 stehender Schwoerer-Ueberhitzer mit . . 32 » dampfber. Heizfl. in den Kesselzügen.	134	7,12	4,2	–	Dampfmantel für ruhenden Kesseldampf; feste Expansion. Dampfmantel geheizt.	Versuchsmaterial von »Werk Augsburg«.
–	–	–	–	–	–	–	–	110,95	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1743	–	–	0,2125	4,707	–	7,70	5102	0,125	0,611		134	7,83	6,1	–	»	
–	–	–	–	–	–	–	–	128,45	–	–	–	–		–	–	–	–		
225	498	41	0,1939	0,2845	1,47 6,85	0,2267	4,411	–	7,46	5090 [5127]	0.125 [0,124]	0,591		134	7,24	4,0	–	»	
–	–	–	–	–	–	–	–	125,01	–	–	–	–		–	–	–	–		
310	583	126	0,2333	0,7041	3,02 3,15	0,2536	3,943	–	6,57	4751 [4850]	0,134 [0,131]	0,600		134	6,25	4,2	–	»	
–	–	–	–	–	–	–	–	122,28	–	–	–	–		–	–	–	–		
328	601	144	0,2430	0,8623	3,55 1,49	0,1840	5,434	–	7,33	5363 [5490]	0,119 [0,116]	0.741		134	9,31	2,7	–	Dampfmantel geheizt.	
–	–	–	–	–	–	–	–	165,74	–	–	–	–		–	–	–	–		
327	600	143	0,2416	0,8295	3,43 1,50	0,1823	5,486	–	7,20	5262* [5386]	0,121 [0,118]	0 762		134	9,24	2,8	–	Dampfmantel nicht geheizt.	
–	–			–	–	–	–	167,36	–	–	–	–		–	–	–	–		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Versuchs-				Zylinderabmessungen				Dampfdrücke absolut in kg/qcm						Zylinderfüllung		
									Eintrittsdruck								
Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck $= D$	Mitteldruck $= D_1$	Niederdruck $= D_2$	Uml./min n Kolbengeschw. i. d. Sek. c	Manometer oder Diagramm	p_1	Expansions-Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. + f_0 V_1 = ltr	Gesamt Exp. einschl. ε_0 $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1}$
B. Tandem-Dampfmaschinen, liegend,																	
Lichtwerk der Stadt																	
7	I	2. 3. 99	6h 3′	Normallstg. Wechselstrom-Dynamo in unmittelbar. Kupplung	—	$D_1 = 726,2$ $S_1 = 1300,0$ $\Delta_1 = 160/160$ $F_1 = 3940,7$ 1 :	$D_2 = 1101,3$ $S_2 = 1300,0$ $\Delta_2 = 160/0$ $F_2 = 9425,0$ 2,39	85,18	Mm.	**8,90**	cm 69,2 =	**0,079**	—	1,02	—	—	—
								3,691 m	Dg.	8,63	0,737	0,262	1,933	—	0,182	118,34	**10,79**
8	II	3. 3. 99	5h 56′	größte Leistung	—	Vol. = 512,3 ε_{0_1}=4,9 vH=25,1 ltr	Vol. = 1225,2 ε_{0_2}= 4,1 vH = 50,2 V_2 = 1275,4 ltr	84,98	Mm.	**8,80**	cm 67,3 =	**0,105**	—	1,02	—	—	—
								3,682	Dg.	8,65	1,081	0,349	2,436	—	0,280	168,54	**7,57**
Elektrizitätswerk der																	
9	II	18. 3. 99	6h 0′	Normallstg. unmittelbar gekuppelte Dynamo	—	$D_1 = 436,6$ $S_1 = 1098,0$ $\Delta_1 = 95/95$ $F_1 = 1426,2$ 1 :	$D_2 = 661,3$ $S_2 = 1098,0$ $\Delta_2 = 95/0$ $F_2 = 3399,2$ 2,39	90,0	Mm.	**9,38**	cm 67,0 =	**0,111**	—	1,022	—	—	—
								3,294	Dg.	8,63	0,557	0,181	1,538	—	0,116	25,06	**15,41**
10	I	17. 3. 99	7h 0′	größte Leistung	—	Vol. = 156,64 ε_{0_1}=4,4 vH=6,89 ltr	Vol. = 373,23 ε_{0_2}=3,5 vH=13,06 V_2 = 386,29 ltr	89,34	Mm.	**9,28**	cm 66,6 =	**0,118**	—	1,024	—	—	—
								3,269	Dg.	8,74	0,773	0,201	2,177	—	0,188	36,34	**10,63**
11	I	20. 3. 99	6h 0′	Normallstg. unmittelbar gekuppelte Dynamo	—	$D_1 = 341,6$ $S_1 = 860,0$ $\Delta_1 = 75/75$ $F_1 = 872,3$ 1 :	$D_2 = 525,0$ $S_2 = 860,0$ $\Delta_2 = 75/0$ $F_2 = 2142,7$ 2,45	89,38	Mm.	**9,32**	cm 69,2 =	**0,071**	—	1,020	—	—	—
								2,562	Dg.	8,68	0,581	0,151	1,792	—	0,134	12,60	**14,79**
12	II	20. 3. 99	4h 0′	größte Leistung	—	Vol. = 75,02 ε_{0_1}=3,4 vH=2,55 ltr	Vol. = 181,00 ε_{0_2}=2,9 vH = 5,25 V_2 = 186,25 ltr	89,27	Mm.	**9,17**	cm 68,0 =	**0,096**	—	1,020	—	—	—
								2,559	Dg.	8,61	0,764	0,163	2,225	—	0,197	17,33	**10,75**
Kraftwerk der Stadt Dresden.																	
13	I	23.11.00	11h 20′	Normallstg.; alle Mäntel geheizt; unmittelbar gekuppelte Gleichstromdynamo	—	$D_1 = 751,1$ $S_1 = 1400,0$ $\Delta_1 = 170/0$ $F_1 = 4317,33$ 1 :	$D_2 = 1151,4$ $S_2 = 1400,0$ $\Delta_2 = 170/170$ $F_2 = 10185,2$ 2,36	86,33	Mm.	**10,11**	cm 60,6 =	**0,194**	—	1,017	—	—	—
								4,029	Dg.	9,73	0,684	0,283	1,994	—	0,156	123,91	**9,67**
14	II	24.11.00	4h 18′	größte Lstg.; Hochdr.-Zyl.-Mantel allein; unmittelbar gekuppelte Gleichstromdynamo	—	Vol. = 604,42 ε_{0_1}=4,9 vH = 29,62 ltr	Vol. = 1425,93 ε_{0_2}=4,25 vH = 60,60 V_2 = 1486,53 ltr	86,17	Mm.	**10,02**	cm 58,8 =	**0,225**	—	1,024	—	—	—
								4,021	Dg.	9,58	0,846	0,340	2,339	—	0,215	159,57	**7,51**
Elektrizitätswerk der Stadt																	
15	II	15. 8. 01	7h 3′	normale Leistung; schwache Ueberhitzung	—	$D_1 = 726,8$ $S_1 = 1300,0$ $\Delta_1 = 160,5/0$ $F_1 = 4047,6$ 1 :	$D_2 = 1102,5$ $S_2 = 1300,0$ $\Delta_2 = 160,5/160,5$ $F_2 = 9344,3$ 2,31	90,30	Mm.	**9,31**	cm 57,5 =	**0,239**	—	1,021	—	—	—
								3,913	Dg.	9,40	0,752	0,306	1,98	—	0,177	119,45	**10,63**
16	I	14. 8. 01	7h 6′	größte Leistung; schwache Ueberhitzung	—	Vol. = 526,21 ε_{0_1}=5 vH=26,31 ltr	Vol. = 1214,72 ε_{0_2}=4,5 vH =54,66 V_2 = 1269,38 ltr	89,80	Mm.	**9,62**	cm 54,1 =	**0,290**	—	1,026	—	—	—
								3,891	Dg.	9,58	1,164	0,398	2,71	—	0,305	186,79	**6,80**
17	III	16. 8. 01	4h 9′	normale Leistung; stärkere Ueberhitzung	—	·	·	90,30	Mm.	**9,41**	cm 60,6 =	**0,201**	—	1,025	—	—	—
								3,913	Dg.	9,12	0,703	0,280	1,99	—	0,200	131,55	**9,65**
18	IV	17. 8. 01	3h 40′	größte Leistung; stärkere Ueberhitzung	—	·	·	90,40	Mm.	**8,94**	cm 58,5 =	**0,236**	—	1,031	—	—	—
								3,917	Dg	8,85	0,856	0,309	2,28	—	0,268	141,02	**9,00**

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C			verlustlose Maschine					effektives Versuchsergebnis			thermischer Wirkungsgrad	Gütemaßstab	Dampfkessel					Bemerkungen	Quellenangabe
beobachtet	absolut	Ueberhitzung	zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1: spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab.	Ueberhitzg. Sättigungsp		indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st	Dampfverbrauch für 1 PS$_i$/st	indizierte Kraftleistung	für 1 PS$_i$/st: Dampf	für 1 PS$_i$/st: Wärmeverbrauch WE	$\frac{637}{\lambda\ D_i}$	$\eta_g =$	Anzahl und Bauart	Heizfläche	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs		
t_1 t_1'	$T_1 = 273° + t_1$	t	$v_1 =$ berechnet	v_g	ε_1 ε_2	$N_i^0 =$ PS	$D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	$N_i^t =$ PS	$D_i =$ kg	$\lambda_1\ D_i$ $\lambda_1'\ D_i$	$= \eta_{th}$	$\frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$		qm	kg		°C		
mit Ventilsteuerung und Kondensation.																			
Dresden. Maschine II (VI).																			
—	—	—	0,2178	—	—	0,2064	4,846	—	6,64	4378	0,145	0,730	3 kombinierte Flammrohr-Röhrenkessel zu 200 qm	600	10,1	1,99	—	Hochdr.-Zyl. umlaufender Kesseldampf; Niederdr.-Zyl. ruhender Kesseldampf; Aufnehmermantel für Kesseldampf.	Versuchsmaterial der »Masch.-Fbr. Augsburg.«
—	—	—	—	—	—	—	—	896,4	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2196	—	—	0,1881	5,317	—	7,52	4956	0,129	0,707		600	14,39	1,73	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	1127,0	—	—	—	—		—	—	—	—		
Stadt Wiesbaden.																			
—	—	—	0,2068	—	—	0,2231	4,483	—	6,61	4364	0,146	0,678	1 Wasserrohrkessel mit Oberkessel, 217 qm Heizfläche	217	7,7	4,51	265	Hochdr.-Zyl. umlaufender Kesseldampf; Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmermantel ruhender Kesseldampf.	Versuchsbericht von Prof. M. Schroeter und Versuchsmaterial der »Maschinenfabrik Augsburg.«
—	—	—	—	—	—	—	—	242,48	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2089	—	—	0,2074	4,821	—	6,69	4416	0,144	0,721		217	10,2	2,85	307		
—	—	—	—	—	—	—	—	322,96	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2081	—	—	0,2259	4,426	—	6,48	4278	0,149	0,683		217	4,1	4,53	195	gleiche Mantelung wie bei der größeren Maschine.	
—	—	—	—	—	—	—	—	131,02	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2113	—	—	0,2096	4,770	—	6,49	4283	0,149	0,735		217	5,0	3,45	243		
—	—	—	—	—	—	—	—	162,49	—	—	—	—		—	—	—	—		
Maschine Nr. I. Zentral-Kondensation.																			
		—	0,1927	—	—	0,1999	5,003	—	6,31	4172	0,153	0,793	4 Zweiflammrohr-Doppelkessel zu 112 qm Heizfl., je 2 Dampfräume	448	15,5	1,10	—	Hochdr.-Zyl.-Mantel für umlaufenden Kesseldampf. Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmermantel 1,6 kg reduz. Kesseldampf.	gedruckter Versuchsbericht von »Werk Augsburg«.
		—	—	—	—	—	—	1091,1	—	—	—	—		—	—	—	—		
		—	0,1943	—	—	0,1872	5,342	—	6,44	4258	0,150	0,829		448	18,5	0,87		Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmermantel 0,1 kg. abgesperrt.	
	—	—	—	—	—	—	—	1277,2	—	—	—	—		—	—	—	—		
Wiesbaden. Maschine Nr. VI.																			
189,4	462,4	13,5	0,2166	0,244	1,127 9,43	0,2020	4,949	—	5,84	3893 [3903]	0,164 [0,163]	0,847	Versuch II bis IV mit 2, I mit 3 Wasserrohrkesseln und Ueberhitzern von Göhrig & Leuchs	520	11,0	1,15	—	Unmittelbar gekuppelte Dynamo; Arbeiten auf Widerstände. Hochdr.-Zyl.-Mantel ruhender Kesseldampf, Aufn.-Mantel auf 2 bis 2,1 at reduz. Kesseldampf; Niederdr.-Zyl.-Mantel umlauf. Arbeitsdampf.	Versuchsmaterial von »Werk Augsburg«.
—		—	—	—	—	—	—	968,7	—	—	—	—		—	—	—	—		
199,8	472,8	22,6	0,2149	0,265	1,233 5,51	0,1852	5,398	—	6,39	4290 [4310]	0,149 [1,148]	0,845		780	10,8	0,57	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	1316,5	—	—	—	—		—	—	—	—		
235,4	508,4	59,2	0,2391	0,415	1,735 5,56	0,2143	4,666	—	5,30	3650 [3690]	0,175 [0,178]	0,880		520	10,1	1,18	—	Hochdr.-Zyl.-Mantel abgesperrt; Aufnehm.-Mantel 2 bis 2,2 at reduz. Kesseldampf; Niederdr.-Zyl.-Mantel umlauf. Arbeitsdampf.	
—	—	—	—	—	—	—	—	969,4	—	—	—	—		—	—	—	—		
248,1	521,1	71,8	0,2593	0,513	1,978 4,55	0,2115	4,727	—	5,43	3769 [3819]	0,169 [0,167]	0,870		520	11,7	0,95	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	1113,2	—	—	—	—		—	—	—	—		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Versuchs-				Zylinderabmessungen				Dampfdrücke absolut in kg/qcm						Zylinderfüllung		
									Eintrittsdruck								
Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck $= D$	Mitteldruck $= D_1$	Niederdruck $= D_2$	Uml./min n Kolbengeschw. i. d. Sek. c	Manometer oder Diagramm	p_1	Expansions-Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. $+ \varepsilon_0$ $V_1 = 1$ ltr	Gesamt-Exp. einschl. ε_0 $= \frac{V_2}{V_1}$
C. Verbund-Dampfmaschinen, liegend,																	
Augsburger Kammgarn-																	
19	a	6. 4. 80	$12^h\ 3'$	Aufnehmer-Volumen = 1,19 Vol. des Niederdruckzylinders; sämtliche Dampfmäntel geheizt	—	$D_1 = 370,0$ $S_1 = 950,0$ $\Delta_1 = 74,5/0$ $F_1 = 1053,4$ 1	$D_2 = 611,66$ $S_2 = 951,0$ $\Delta_2 = 74,5/74,5$ $F_2 = 2894,7$: 2,75	71,20	Mm.	**6,71**	cm 65,2 =	**0,083**	—	0,97	—	—	—
								2,257 m	Dg.	6,65	0,48	0,140	1,506	—	0,188	23,11	12,29
20	b	7. 4. 80	$12^h\ 3'$	Aufnehmer-Volumen = 1,19 Vol. des Niederdruckzylinders; sämtliche Dampfmäntel geheizt	—	Vol. = 100,07 ε_{01} = 4,3vH = 4,30 ltr	Vol = 275,30 ε_{02} = 3,1 vH = 8,53 V_2 = 283,83 ltr	71,39	Mm.	**6,77**	cm 65,3 =	**0,082**	-	0,97		--	-
								2,263	Dg.	6,72	0,48	0,132	1,521	--	0,187	23,01	12,34
21	f	9. 4. 80 nachm.	$5^h\ 59'$	Aufn.-Vol. = 0,80 Nddr.-Zyl.-Vol.; sämtliche Dampfmäntel geheizt	—	.	.	71,33	Mm.	**6,83**	—	(0,08)	—	0,97	—	--	-
								2,261	Dg.	6,75	0,45	0,130	1,520	—	0,189	23,21	12,23
22	c	8. 4. 80	$12^h\ 2'$	Aufn.-Vol. = 1,19 Nd.-Zyl.; Dampfmäntel des Niederdruckzylinders nicht geheizt	—	.	.	71,34	Mm.	**6,83**	cm 65,0 =	**0,086**	--	0,97	—	—	-
								2,261	Dg.	6,78	0,42	0,154	1,416		0,195	23,81	11,92
23	e	9 4. 80 vorm	$6^h\ 4'$	Aufn.-Vol. = 0,80 Nd.-Zyl.; Dampfmäntel des Niederdruckzylinders nicht geheizt	—	.	.	71,36	Mm.	**6,82**	- -	(0,08)	—	0,97	—	—	-
								2,262	Dg.	6,80	0,41	0,141	1,393	--	0,189	23,21	12,23
24	d	5. 4. 80 nachm.	$5^h\ 58'$	Aufn.-Vol. = 1,19 Nd.-Zyl.; Dampfmänt. d. Nddr.-Zyl. u. Aufnehm. nicht ghzt.	—	.	.	71,13	Mm.	**6,69**	cm 65,2 =	**0,083**	--	0,97	-	—	—
								2,255	Dg.	6,68	0,40	0,187	1,336	-	0,191	23,41	12,12
Mehl- und Brodfabrik																	
25	I	4. 6. 83	$8^h\ 19'$	Normallstg.		D_1 501,0 S_1 1101,0 Δ_1 75/75 F_1 1927,2 1	D_2 751,0 S_2 = 1102,0 Δ_2 85/85 F_2 = 4372,9 : 2,27	66,83	Mm.	**7,75**	cm 68,7 =	**0,086**	-	(1,02)	--	-	
								2,455	Dg.	7,56	0,603	0,178	1,804	—	0,215	58,26	9,36
26	II	5. 6. 83	$7^h\ 12'$	unter normaler Leistung		Vol. = 212,19 ε_{01} = 3,6vH = 7,64 ltr	Vol. 481,89 ε_{02} = 3,5vH = 16,87 V_2 = 498,76 ltr	66,78	Mm.	**7,92**	cm 68,3 =	**0,091**		(1,02)	-	-	-
								2,453	Dg.	7,63	0,565	0,169	1,716	-	0,182	46,26	10,78
Kahn & Arnold, mecha-																	
27	I	16. 9. 87 vorm.	$5^h\ 55'$	unter normaler Leistung	—	D_1 304,75 S_1 700,00 Δ_1 = 48,2/0 F_1 720,3 1	D_2 = 450,8 S_2 = 700,0 Δ_2 = 55/0 F_2 = 1584,2 : 2,20	79,79	Mm.	**7,08**	cm 66,8	**0,072**		(0,98)	-	-	
								1,862	Dg.	6,94	0,528	0,152	1,396	—	0,112	8,37	13,83
28	II	16. 9. 87 nachm.	$5^h\ 57'$	unter normaler Leistung	—	Vol = 50,42 ε_{01} = 5,4vH = 2,72 ltr	Vol. = 110,89 ε_{02} = 4,4 vH = 4,88 V_2 115,77 ltr	80,37	Mm.	**7,04**	cm 67,0	**0,069**	--	(0,98)		-	
								1,875	Dg.	7,06	0,527	0,146	1,393	-	0,108	8,16	14,19
Stadt Landshut i/B.:																	
29	I	11.10.87	$6^h\ 59'$	Normal-lstg.; Pumpwerk-Betrieb		D_1 330,2 S_1 739,1 Δ_1 = 52/60,1 F_1 831,5 1	D_2 500,6 S_2 740,0 Δ_2 59,9/60,0 F_2 1940,0 : 2,33	38,29	Mm.	**7,44**	cm 67,5	**0,063**		(0,98)		—	
								0,945	Dg.	7,54	0,855	0,102	2,56		0,274	19,73	7,56
30	II	12.10.87	$7^h\ 4'$	Normal-lstg.; Pumpwerk-Betrieb	—	Vol. = 61,46 ε_{01} = 4,7vH = 2,89 ltr	Vol. 143,56 ε_{02} = 3,9 vH = 5,60 V_2 149,16 ltr	37,81	Mm.	**7.48**	cm 67,9 =	**0,057**	-	(0,98)	-	—	
								0,933	Dg.	7,60	0,832	0,110	2,51	-	0,267	19,30	7,73

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C			verlustlose Maschine					effektives Versuchsergebnis			thermischer Wirkungsgrad	Gütemaßstab	Dampfkessel					Bemerkungen	Quellenangabe
			zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1						für 1 PSi/st										
beobachtet	absolut	Ueberhitzung	spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab. v_1 = berechnet	Ueberhitzg. Sättigungsp.		indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st	Dampfverbrauch für 1 PSi/st	indizierte Kraftleistung	Dampf	Wärmeverbrauch WE	$\frac{637}{\lambda \cdot D_i}$	$\eta_g =$	Anzahl und Bauart	Heizfläche	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs		
t_1 t_1'	$T_1 =$ $273^0 + t_1$	t		v_g	ε_1 ε_2	N_i^0 = PS	$D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	N_i^t = PS	D_i = kg	$\frac{\lambda_1}{\lambda_1'} \frac{D_i}{D_i}$	$= \eta_{th}$	$\frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D}$		qm	kg		°C		
mit Ventilsteuerung und Kondensation.																			
Spinnerei in **Augsburg.**																			
—	—	—	0,2836	—	—	0,2098	4,766	—	6,68	4382	0,145	0,714	zwei (Versuch b: ein) Cornwall-Dampfkessel zu 87 qm Heizfläche mit je 2 darüber liegenden Vorwärmern	174	5,1	3,89	133	Hochdruckzylinder für umlaufenden, Niederdruckzylinder und Aufnehmermantel für ruhenden Kesseldampf; feste Expansion für sämtliche Versuche.	Versuchsbericht von Professor M. Schröter, München. Dinglers polyt. Journ. Bd. 237, 1880, und Civil-Ingenieur Bd. 27, 1881.
—	—	—	—	—	—	—	—	131,16	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2812	—	—	0,2104	4,754	—	6,44	4225	0,151	0,738		87	9,93	3,71	159		
—	—	—	—	—	—	—	—	132,88	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2789	—	—	0,2105	4,752	—	6,50	4265	0,149	0,731		174	—	3,34	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	132,63	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2789	—	—	0,2086	4,794	—	6,81	4469	0,143	0,704		174	4,88	3,39	161		
—	—	—	—	—	—	—	—	123,52	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	[illegible]	—	—	0,2104	4,754	—	6,85	4495	0,142	0,694		174	4,95	3,43	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	121,58	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2844	—	—	0,2093	4,779	—	7,12	4670	0,136	0,671		174	4,74	3,71	181		
—	—	—	—	—	—	—	—	116,32	—	—	—	—		—	—	—	—		
Hausen bei **Frankfurt a/M.**																			
—	—	—	0,2476	—	—	0,2009	4,979	—	6,54	4237	0,150	0,761	2 kombinierte Flammrohr-Röhrenkessel mit gemeinschaftlichem freiliegenden Dampfsammler	296	6,1	3,25	—	Hochdruckzylinder für umlaufenden, Niederdruckzylinder und Aufnehmermantel für ruhenden Kesseldampf; feste Expansion.	Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure Bd. 28, 1884.
—	—	—	—	—	—	—	—	266,0	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2425	—	—	0,2071	4,829	—	6,43	4230	0,151	0,751		296	5,6	4,50	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	245,0	—	—	—	—		—	—	—	—		
nische Weberei in **Augsburg.**																			
—	—	—	0,2696	—	—	0,2171	4,605	—	7,58	4977	0,128	0,608	1 Cornwall-Dampfkessel mit 2 darüber liegdn. Vorwärmern; Gesamt-Heizfläche 83, ohne Vorw. 54 qm.	83 mit	5,19	4,8	—	Hochdr.-Zyl. f. uml. Arbeitsdampf; Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmermantel für ruhend. Kesseldampf; feste Expansion.	Jahresbericht 1887 des bayer. Dampfkessel-Rev.-Ver. und Versuchsmaterial der »Maschinenfabrik Augsburg«.
—	—	—	—	—	—	—	—	54,98	—	—	—	—		54 ohne Vorw.	7,98	—			
—	—	—	0,2711	—	—	0,2185	4,576	—	7,55	4957	0,129	0,606		83	5,07	4,80	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	55,24	—	—	—	—		54	7,79	—	—		
Wasserwerk mit Dampfbetrieb.																			
—	—	—	0,2573	—	—	0,1920	5,209	—	7,13	4686	0,136	0,731	1 Cornwall-Dampfkessel mit 2 Flammrohren u. 2 darüber liegend. Vorwärmern; Ges.-Heizfl. 60, ohne Vorw. 40 qm.	60 mit	8,13	8,8	180	Hochdr.-Zyl.-Mantel für umlaufenden, Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmermantel für ruhend. Kesseldampf; gleich bleibende Förderhöhe.	
—	—	—	—	—	—	—	—	62,40	—	—	—	—		40 ohne Vorw.	12,2	—	—		
—	—	—	0,2560	—	—	0,1936	5,165	—	6,83	4490	0,142	0,756		60	7,55	8,6	140		
—	—	—	—	—	—	—	—	60,6	—	—	—	—		40	11,3	—	—		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Versuchs-				Zylinderabmessungen				Dampfdrücke absolut in kg/qcm					Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm	Zylinderfüllung		
Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck = D	Mitteldruck = D_1	Niederdruck = D_2	Uml./min n Kolbengeschw. i. d. Sek. c	Eintrittsdruck: Manometer oder Diagramm	Eintrittsdruck p_1	Expansions-Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	B	Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. $+ \varepsilon_0$ $V_1 =$ ltr	Gesamt Exp. einschl. ε_0 $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1}$
C. Verbund-Dampfmaschinen, liegend.																	
Baumwoll-Fein-																	
31	I	25. 5. 93	10^h 4'	überhitzter Dampf, sämtliche Mäntel	—	D_1 = 676,4 S_1 = 1350,25 $\varDelta_1$ = 115/115 F_1 = 3489,5 1 Vol. = 471,14 ε_{0_1} = 4 vH = 18,84 ltr	D_2 = 1050,75 S_2 = 1350,25 $\varDelta_2$ = 114,9/115' F_2 = 8567,6 : 2,45 Vol. = 1156,79 ε_{0_2} = 3,5 vH = 10,49 V_2 = 1197,28 ltr	65,99	Mm.	**7,53**	cm 65,9 =	**0,087**	--	0,984	—	—	–
								2,970 m	Dg.	7,60	0.534	0,179	1,715	—	0,220	122,49	9,77
32	II	26. 5. 93	10^h 15'	überhitzter Dampf, Mantel des Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmers ausgeschaltet	--			66,01	Mm.	**7,59**	cm 66,4 =	**0,082**	—	0,985	--	—	–
								2,971	Dg.	7,63	0,575	0,185	1,735	--	0,243	133,33	8,98
33	III	30. 5. 98	10^h 3'	gesättigter Dampf	-			66,21	Mm.	**7,55**	cm 66,7 =	**0,072**	—	0.980	—	—	--
								2,980	Dg.	7,47	0,620	0,180	1,687	—	0,196	111,18	10,77
Königl preuß. Geschoßfabrik,																	
34	I	31. 1. 94 vorm.	4^h 4'	Normalleistung und feste Expansion	—	D_1 = 430,5 S_1 = 952,0 $\varDelta_1$ = 79,8/79,7 F_1 = 1405,6 1 Vol. = 133,82 ε_{0_1} = 4,1 vH = 5,49 ltr	D_2 = 661,3 S_2 = 952,0 $\varDelta_2$ = 79,9/79,8 F_2 = 3384,65 : 2,41 Vol. = 322,22 ε_{0_2} = 3,1 vH = 9,99 V_2 = 332,21 ltr	72,16	Mm.	**8,44**	cm 66,84 =	**0,101**	-	1,010	—	—	–
								2,290	Dg	8,32	0,641	0,158	1,846	—	0,148	25,29	13,14
35	II	31. 1. 94 nachm.	4^h 55'		—			72,46	Mm.	**8,45**	cm 66,17 =	**0,104**	—	1,003	—	—	–
								2,299	Dg.	8,28	0,663	0,155	1,920	—	0,163	27,30	12,17
36	III	1. 2. 94 vorm.	5^h 2'		—			72,12	Mm.	**8,42**	cm 68,07 =	**0,098**	---	1,024	--	--	–
								2,289	Dg.	8,35	0,639	0,156	1,765	—	0,139	24,09	13,79
37	IV	2. 2. 94	6^h 10'	Normallstg. u. feste Expansion	--	D_1 = 340,7 S_1 = 741,0 $\varDelta_1$ = 54,9/0 F_1 = 899,83 1 Vol. = 66,68 ε_{0_1} = 3,7 vH = 2,47 ltr	D_2 = 521,5 S_2 = 741,5 $\varDelta_2$ = 54,9/0 F_2 = 2112,10 : 2,35 Vol. = 156,61 ε_{0_2} = 3,4 vH = 5,32 V_2 = 161,93 ltr	90,26	Mm.	**8,53**	cm 69,66 =	**0,083**	- -	1,030	--	—	–
								2,230	Dg.	8,31	0,647	0,146	1,896	—	0,163	13,34	12,14
Elektrische Zentrale am Staats-																	
38	I	12.12.00	5^h 57'	Normal-lstg. mit Kondensation	—	D_1 = 340,5 S_1 = 740,0 $\varDelta_1$ = 55/0 F_1 = 898,71 1 Vol. = 66,50 ε_{0_1} = 3,7 vH = 2,46 ltr	D_2 = 520,6 S_2 = 740,0 $\varDelta_2$ = 60/50 F_2 = 2104,67 : 2,34 Vol. = 155,75 ε_{0_2} = 3,4 vH = 5,29 V_2 = 161,04 ltr	100,05	Mm.	**9,16**	cm 67,4 =	**0,070**	—	0,986	—	–	–
								2,468	Dg.	8,99	0,603	0,152	1,984	—	0,156	12,83	12.55
39	II	14.12.00	5^h 5'	halbe Normal-lstg. mit Kondensation	—			100,79	Mm.	**9,24**	cm 68,1 =	**0,062**	—	0,988	–	–	–
								2,486	Dg.	8,88	0,315	0,098	1,131	–	0,053	5,98	26.93
40	III	15.12.00	4^h 45'	Normallstg. ohne Kondensation	—			100,68	Mm.	**9,19**	—	(1,087)	—	(0,987)	—	–	–
								2,483	Dg.	9,03	1,038	1,187	1,966	—	0,268	20,28	7,94

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C			verlustlose Maschine					effektives Versuchsergebnis			thermischer Wirkungsgrad	Gütemaßstab	Dampfkessel					Bemerkungen	Quellenangabe
beobachtet	absolut	Ueberhitzung	zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1: spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab.	Ueberhitzg. Sättigungsp.		indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st	Dampfverbrauch für 1 PSi/st	indizierte Kraftleistung	für 1 PSi/st: Dampf	Wärmeverbrauch WE			Anzahl und Bauart	Heizfläche	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs		
t_1 t_1'	$T_1 = 273^0 + t_1$	t	v_1 = berechnet	v_g	$\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}$	N_i^0 = PS	$D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	N_i' = PS	D_i = kg	$\frac{\lambda_1 D_i}{\lambda_1' D_i}$	$\frac{637}{\lambda \cdot D_i} = \eta_{th}$	$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$		qm	kg		°C		

mit Ventilsteuerung und Kondensation.

spinnerei in Augsburg.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
235	508	68,0	0,3009	0,568	1,887 5,18	0,2226	4,492	—	5,63	3889 [3935]	0,164 [0,162]	0,798	4 bezw. 5 Sieder-Dampfkessel mit je 2 Vorwärmern; Schwoerer-Ueberhitzer 208 qm äußere Fläche	320 mit	10,34	0,97	281	Hochdr.-Zyl. für umlaufenden Arbeitsdampf; Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmer m. abstellb. Mantel für ruhenden Kesseldampf Sämtliche Versuche bei fester Expansion.	Jahresbericht des bayer. Dampfkessel-Rev.-Vereines 1893.
—	—	—	—	—	—	—	—	581,71	—	—	—	—		196 ohne Vorw.	16,9	—	—		
243	516	75,7	0,3039	0,614	2,024 4,44	0,2221	4,504	—	5,48	3800 [3850]	0,168 [0,166]	0,822		320 mit	10,18	1,05	274		
—	—	—	—	—	—	—	—	588,57	—	—	—	—		196 ohne Vorw.	16,6	—	—		
170,7	443,7	—	0,2538	—	—	0,2081	4,804	—	6,76	4442	0,143	0,711		400 mit	9,96	2,59	263		
—	—	—	—	—	—	—	—	574,44	—	—	—	—		245 ohne Vorw.	16,3	—	—		

Erweiterungsbau, in Siegburg.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
—	—	—	0,2285	—	—	0,2156	4,639	—	6,51	4289	0,149	0,712	2 Dürr-Kessel	254	5,31	7,96	—	Hochdr.-Zyl.-Mantel für umlaufenden Arbeitsdampf; Aufnehmer u. Niederdruck-Zyl.-Mantel für ruhend. Kesseldampf; sehr sorgfältig isolierte Dampfzylinder. 170 m lange Dampfleitung für beide Maschinen gemeinschaftlich.	Versuchsbericht von Oberingenieur Boecking des Rhein. Dampfkessel-Ueberw.-Ver. in Düsseldorf.
—	—	—	—	—	—	—	—	190,8	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2282	—	—	0,2122	4,712	—	6,48	4269	0,149	0,727		254	5,37	6,83	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	199,2	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2290	—	—	0,2178	4,592	—	6,40	4217	0,151	0,718		254	5,08	9,69	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	182,3	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2262	—	—	0,2145	4,662	—	6,54	4309	0,148	0,713	1 Dürr-Kessel	127	6,92	11,48	—	desgl.	
—	—	—	—	—	—	—	—	119,1	—	—	—	—		—	—	—	—		

bahnhof in Augsburg. Maschine Nr. III.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
—	—	—	0,2115	—	—	0,2187	4,573	—	6,54	4316	0,148	0,699	1 Zweiflammrohr-Dampfkessel mit Oberzug	70	13,0	2,06	210	Mantel des Hochdr.-Zyl. f. umlaufenden, Aufnehmer- u. Niederdr.-Zyl.-Mantel f. ruhenden Kesseldampf von reduziertem Druck*) — *) 1,8 bis 2,1 kg pro qcm	gedruckter Versuchsbericht des »Werk Augsburg«.
—	—	—	—	—	—	—	—	137,57	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2098	—	—	0,2497	4,005	—	6,25	4124	0,155	0,641		70	7,4	4,40	—	*) 2,0 bis 2,7 kg	
—	—	—	—	—	—	—	—	78,94	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,2108	—	—	0,1341	7,459	—	9,66	6375	0,100	0,772		70	19,1	0,93	247	*) 3,0 bis 3,5 kg	
—	—	—	—	—	—	—	—	136,88	—	—	—	—		—	—	—	—		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Versuchs-				Zylinderabmessungen				Dampfdrücke absolut in kg/qcm						Zylinderfüllung		
									Eintrittsdruck								
Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck $= D$	Mitteldruck $= D_1$	Niederdruck $= D_2$	Uml./min Kolbengeschw. i. d. Sek. n c	Manometer oder Diagramm	p	Expansions Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. $+ \varepsilon_0$ $V_1 =$ ltr	Gesamt-Exp. einschl. ε_0 $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1}$

D. Verbund-

a) mit **zwangläufiger Corliss-**

Maschinenfabrik Augsburg, in Augsburg (Vereinigte Maschinen-

Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	n / c		p	p_e	p_0	p_m	B	ε_H	V_1	ε
41	I	14.11.93 vorm.	5h 1′	Transmissionsbetrieb; feste Expansion		$D_1 = 500,3$ $S_1 = 499,3$ $\Delta_1 = 85/0$ $F_1 = 1937,5$ 1 : Vol. = 96,74 ε_{0_1}=5,1vH = 4,88 ltr	$D_2 = 750,8$ $S_2 = 500,8$ $\Delta_2 = 85/0$ $F_2 = 4398,8$ 2,27 Vol. = 220,30 ε_{0_2} 4,8vH = 10,57 V_2 = 230,87 ltr	149,86	Mm.	**7,14**	cm 66,1 =	**0,090**	—	0,979	—	—	—
								2,498 m	Dg.	6,84	0,612	0,247	1,784	—	0,200	24,23	9,53
42	II	14.11.93 nachm.	4h 40′					149,34	Mm.	**7,76**	cm 65,7 =	**0,086**	—	0,979	—	—	—
								2,489	Dg.	7,40	0,651	0,325	1,881	—	0,202	24,42	9,45
43	III	15.11.93 vorm.	5h 18′		—			149,33	Mm.	**8,50**	cm 65,5 =	**0,088**	—	0,979	—	—	—
								2,489	Dg.	8,36	0,683	0,299	2,016	—	0,204	24,61	9,38
44	IV	15.11.93 nachm.	4h 35′		—			149,34	Mm.	**8,70**	cm 65,6 =	**0,087**	—	0,979	—	—	—
								2,489	Dg.	8,44	0,609	0,254	1,843	—	0,155	19,87	11,62

b) mit **Ventilsteuerung**

Elektrizitäts-Aktiengesellschaft,

Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	n / c		p	p_e	p_0	p_m	B	ε_H	V_1	ε
45	I	30. 8. 98	8h 0′	Normallstg.		D_1 576,7 $S_1 = 650,9$ $\Delta_1 = 100/0$ $F_1 = 2572,7$ 1 : Vol. = 167,46 ε_{0_1}=5,6vH = 9,38 ltr	$D_2 = 900,6$ $S_2 = 651,0$ $\Delta_2 = 100/0$ $F_2 = 6330,7$ 2,46 Vol. = 412,13 ε_{0_2}=4,7vH = 19,37 V_2 = 431,50 ltr	120,47	Mm.	**9,37**	cm 62,9 =	**0,144**	—	0,999	—	—	—
								2,614	Dg.	9,27	0,703	0,192	2,066	—	0,174	38,52	11,20
46	II	31. 8. 98	8h 4′	größte Leistung				119,57	Mm.	**9,05**	cm 60,2 =	**0,184**	—	1,002	—	—	—
								2,595	Dg.	8,96	0,969	0,245	2,621	—	0,287	57,44	7,51

c) mit **Schiebersteuerung**

Maschinenfabrik Augsburg, in Augsburg (Vereinigte Maschinen-

Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	n / c		p	p_e	p_0	p_m	B	ε_H	V_1	ε
47	I	9. 5. 00 vorm.	4h 53′	Normalleistung (ohne Kondensation)		$D_1 = 325,8$ $S_1 = 359,0$ $\Delta_1 = 54,9/0$ $F_1 = 821,84$ 1 : Vol. = 29,50 ε_{0_1}=8,0vH = 2,36 ltr	$D_2 = 500,2$ $S_2 = 359,8$ $\Delta_2 = 54,8/0$ $F_2 = 1953,28$ 2,38 Vol. = 70,28 ε_{0_2} = 5,0 vH = 3,51 V_2 = 73,79 ltr	180,7	Mm.	**9,33**		(0,98)	—	0,965	—	—	—
								2,167	Dg.	9,40	1,371	1,093	2,25	—	0,308	11,45	6,45
48	II	9. 5. 00 nachm.	3h 30′	Normalleistung (ohne Kondensation)				181,5	Mm.	**9,39**	—	(1,00)	—	0,965	—	—	—
								2,177	Dg	9,38	1,373	1,106	2,27	—	0,309	11,48	6,43
49	III	10. 5. 00 vorm.	4h 42′	größte Leistung (ohne Kondensation)				180,6	Mm.	**9,38**	—	(0,98)	—	0,967	—	—	—
								2,166	Dg.	9,38	1,693	1,118	2,84	—	0,433	15,13	4,88
50	IV	10. 5. 00 nachm.	8h 14′	höherer Anfangsdruck (ohne Kondensation)				180,7	Mm.	**11,09**	—	(0,98)	—	0,967	—	—	—
								2,167	Dg.	10,87	1,400	1,093	2,52	—	0,245	9,59	7,69
51	V	11. 5. 00 vorm.	4h 22′	Normalleistung (mit Kondensation)	—			180,8	Mm.	**9,36**	cm 66,29 =	**0,078**	—	0,977	—	—	—
								2,168	Dg.	9,21	0,713	0,163	2,12	—	0,130	6,19	11,91
52	VI	11. 5. 00 nachm.	3h 58′	Normalleistung (mit Kondensation)	—			180,4	Mm.	**9,43**	cm 66,73 =	**0,069**	—	0,977	—	—	—
								2,164	Dg.	9,42	0,698	0,147	2,12	—	0,130	6,19	11,91
53	VII	12. 5. 00 vorm.	4 50′	größte Leistung (mit Kondensation)	—			181,2	Mm.	**9,40**	cm 65,53 =	**0,082**	—	0,973	—	—	—
								2,173	Dg.	9,34	1,021	0,201	2,93	—	0,278	10,56	6,99
[illegible]	VIII	12. 5. 00 nachm.	3h 12′	2/3 Normalleistung (mit Kondensation)	—			180,7	Mm.	**9,48**	cm 67,0 =	**0,061**	—	0,972	—	—	—
								2,167	Dg.	8,61	0,396	0,081	1,35	—	0,037	3,45	21,38

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C			verlustlose Maschine					effektives Versuchsergebnis			thermischer Wirkungsgrad	Gütemaßstab	Dampfkessel					Bemerkungen	Quellenangabe
			zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1						für 1 PSi/st										
beobachtet	absolut	Ueberhitzung	spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab. v_1 = berechnet	Ueberhitzg. Sättigungssp. v_g	$\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}$	indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st N_i^0 = PS	Dampfverbrauch für 1 PSi/st $D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	indizierte Kraftleistung N_i^t = PS	Dampf D_i = kg	Wärmeverbrauch WE $\frac{\lambda_1}{\lambda_1'} \frac{D_i}{D_i}$	$\frac{637}{\lambda \cdot D_i} = \eta_{th}$	$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$	Anzahl und Bauart	Heizfläche qm	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st kg	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs °C		
t_1 t_1'	$T_1 = 273° + t_1$	t																	
Dampfmaschinen, stehend,																			
Steuerung und Kondensation.																			
fabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.).																			
–	–	–	0,2675	–	–	0,1996	5,011	–	7,13	4683	0,136	0,703	2 Einflammrohrkessel zu je 60 qm Heizfläche mit je 2 Dampfsammlern im Oberzug	120	15,1	0,30	223	Mantel des Hochdr.- u. Niederdr.-Zyl. für Arbeitsdampf; Niederdr.-Zyl.-Mantel als Aufnehmer.	Versuchsmaterial der »Maschinenfabrik Augsburg«.
–	–	–	–	–	–	–	–	254,2	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2473	–	–	0,1992	5,019	–	6,83	4493	0,142	0,735		120	15,7	0,60	199		
–	–	–	–	–	–	–	–	274,8	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2269	–	–	0,2026	4,937	–	6,88	4533	0,141	0,718		120	16,9	0,12	254		
–	–	–	–	–	–	–	–	294,4	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2220	–	–	0,2126	4,705	–	6,90	4549	0,140	0,682		120	15,5	0,14	264		
–	–	–	–	–	–	–	–	269,5	–	–	–	–		–	–	–	–		
und Zentralkondensation.																			
vorm. Schuckert & Co., in Nürnberg.																			
–	–	–	0,2070	–	–	0,2076	4,817	–	6,66	4396	0,145	0,723	1 kombinierter (Cornwall-Röhren-) Dampfkessel mit getrennten Dampfräumen	250	12,77	4,73	270	Mantel des Hochdr.- u. Niederdr.-Zyl. für Arbeitsdampf; Niederdr.-Zyl.-Mantel als Aufnehmer. Unmittelbarer Dynamo-Antrieb; Arbeiten auf Widerstände.	gedruckt. Versuchsbericht von »Werk Augsburg«.
–	–	–	–	–	–	–	–	456,3	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2139	–	–	0,1874	5,337	–	6,77	4477	0,142	0,788		250	16,13	3,56	285		
–	–	–	–	–	–	–	–	574,3	–	–	–	–		–	–	–	–		
und Kondensation.																			
fabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.).																			
–	–	–	0,2079	–	–	0,1417	7,058	–	9,75	6436	0,099	0,724	1 Einflammrohr-Dampfkessel zu 60 qm Heizfläche mit 2 darüber liegenden Dampfsammlern im letzten Zug	60	21,4	4,5	215	Mantel des Hochdruck- und Niederdruck-Zylinders für Arbeitsdampf; bei sämtlichen Versuchen feste Expansion.	Versuchsmaterial von »Werk Augsburg«.
–	–	–	–	–	–	–	–	127,0	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2066	–	–	0,1409	7,098	–	9,80	6170	0,098	0,724		60	21,7	4,4	221		
–	–	–	–	–	–	–	–	128,5	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2068	–	–	0,1379	7,253	–	9,85	6503	0,098	0,736		60	26,9	3,1	256		
–	–	–	–	–	–	–	–	160,2	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1766	–	–	0,1527	6,550	–	9,02	5975	0,107	0,726		60	22,2	4,5	252		
–	–	–	–	–	–	–	–	142,0	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2072	–	–	0,2160	4,630	–	7,27	4800	0,133	0,637		60	15,1	7,0	230		
–	–	–	–	–	–	–	–	119,8	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2058	–	–	0,2169	4,610	–	7,14	4714	0,135	0,646		60	15,0	6,3	257		
–	–	–	–	–	–	–	–	119,2	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2064	–	–	0,1904	5,251	–	7,44	4912	0,130	0,706		60	21,3	4,3	261		
–	–	–	–	–	–	–	–	165,7	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,2047	–	–	0,2423	4,127	–	7,40	4886	0,130	0,558		60	10,3	10,8	232		
–	–	–	–	–	–	–	–	75,9	–	–	–	–		–	–	–	–		

zylinder — eingesetzt; außerdem sind aber auch die höchsten Eintrittsdrücke der Diagramme ermittelt und beigefügt.

Zur Berechnung von u_1 bezw. v_1 und v_g sowie N_i^0 und damit D_i^0 und η_g sind, mit Ausnahme der Versuche 75 bis 80, ausschließlich die den fraglichen Manometerständen zugehörigen Drücke p_1 benutzt, wie aus den Zahlenreihen hervorgeht. Dasselbe gilt auch für λ bezw. η_{th}.

Ebenso war es nicht möglich, für die Drücke p_0 am Ausströmrohre streng den Normen zu entsprechen. Hierfür sind, weil Beobachtungen an den Zylindern selbst mangelten, die Kondensatordrücke oder die Manometerdrücke im Abdampfrohre der Auspuffmaschine in einiger Entfernung vom Dampfzylinder eingesetzt.

Die letzteren Abweichungen von den »Normen« sind nicht beträchtlich; es ergeben sich dadurch etwas zu kleine Gütemaßstäbe η_g.

Neben den höchsten Eintrittsdrücken p_1 der Diagramme sind deren mittlere Dampfdrücke p_m, Expansions-Enddrücke p_e, bezogen auf Hubende, und Gegendrücke p_0, leztere gemessen in Hubmitte, in die Zahlentafeln aufgenommen.

p_1, p_e und p_0 beziehen sich auf absolutes Vakuum gleich dem jeweiligem Barometerstand.

In den Fällen, wo Beobachtungen des Barometerstandes fehlen, sind solche nach Ort und Umständen ergänzt und diese Werte in Klammern gesetzt. In gleicher Weise sind fehlende oder unsichere Vakuummeterstände und ähnliche Beobachtungen in Klammern angeführt.

Eine Reduktion der aus den Diagrammen mit höchstem Eintrittsdruck ermittelten Füllungen ε_{II} auf die Anfangsdrücke p_1 der Normen, hier also die eingesetzten Manometerdrücke, hat nicht stattgefunden. Der Druckunterschied ist jedoch durchweg unbedeutend und kann hierfür vernachlässigt werden.

Die spezifischen Dampfvolumen v_1 für gesättigte Dämpfe sind den Zeuner-Fliegnerschen Dampftabellen entnommen mit $A = {}^1/_{424}$ WE/mkg und mit letzteren auch die Wärmewerte λ_1 verglichen. Die Wärmewerte λ_1' für Ueberhitzung sind sowohl in Anlehnung an die »Normen« (Ziff. 40) als auch, der bisherigen Uebung wegen, mit spezif. Wärme $c_p = 0{,}48$ bestimmt. Die in [ ] beigefügten Zahlen sind für $c_p = 0{,}60$ berechnet und erlauben eine Beurteilung auf Grund neuerer Bestimmungen der spezifischen Wärme.

Die Arbeit N_i^0 der verlustlosen Maschine ist bei sämtlichen Versuchen ohne Ueberhitzung für eine spezifische Dampfmenge $x_1 = 1$ und $v_1 = u_1$, also für vollkommen trocken gesättigten Dampf berechnet. Es ist für diese Fälle demnach die vereinfachte Formel N_i^0 der »Normen« zur Anwendung gekommen.

Die Beschaffenheit des Dampfes konnte, weil entsprechende Beobachtungen fehlten, namentlich bei den älteren Versuchen, nur unsicher beurteilt werden; es sind für $x = 1$ somit die Ergebnisse η_g in diesen Fällen etwas zu ungünstig.

Einzig Kesselbeanspruchung, Kondensationswassermengen der Dampfzuleitung und etwa die Temperatur im Fuchs vermögen neben den Indikatordiagrammen ein annäherndes Bild der Dampfnässe zu geben. Diese einschlägigen Zahlen sind daher mit in die Zahlentafeln aufgenommen.

Für die Versuche mit Siede- und Wasserrohrkesseln muß ohne Ueberhitzung ein größerer Wassergehalt des Dampfes sicher angenommen werden.

Im Laufe der Jahre hat sich die Beschaffenheit des Dampfes stetig gebessert. Anderseits zeigen die Versuche zweifellos eine fortschreitende Entwicklung der Kolbendampfmaschine im Sinne bester Dampfausnutzung.

Die Ergebnisse hinsichtlich des Dampfverbrauches für die indizierte Leistung, wie sie hier für Einzelfälle dargestellt ist, stehen in unmittelbarer Abhängigkeit von der Güte der Maschinenausführung. Es darf daher auch auf das günstige Verhalten dieser Maschinen in bezug auf die Nutzleistung und auf die Vollkommenheit der Anlagen im ganzen geschlossen werden.

(Schluß folgt.)

Eine einfache Vorrichtung zur Veranschaulichung des Knickungsvorganges.

Von **A. Sommerfeld** in Aachen.

(Vorgetragen im Aachener Bezirksverein)

Die Theorie der Knickung ist bekanntlich durch die alte Eulersche Formel der Hauptsache nach erledigt. Woran liegt es, daß diese theoretisch und experimentell so sicher begründete Theorie immer wieder angezweifelt wird, und daß immer wieder versucht wird, die Eulersche Formel durch eine »neue« oder »wahre« Knickformel zu ersetzen? Einer der Gründe mag folgender sein:

Wenn der Stab als vollkommen gerade und die Belastung als vollkommen zentrisch vorausgesetzt wird, so soll sich nach der üblichen Theorie unter dem Einfluß einer wachsenden Belastung zunächst gar nichts ereignen (abgesehen davon, daß der Stab natürlich unter der Belastung ein wenig zusammengedrückt wird, welcher Umstand aber für die Frage der Knickung belanglos ist und von vornherein außer Betracht bleiben kann). Dann soll sich, wenn die Knickgrenze erreicht ist, der Stab plötzlich verbiegen. Das Unbefriedigende dieser sprungweisen Zustandsänderung des Stabes suchen die neueren Lehrbücher dadurch zu vermeiden, daß sie den Stab von Haus aus als etwas krumm voraussetzen (Föppl), oder daß sie die Last nicht genau zentriert denken (Bach). Beide Annahmen entsprechen durchaus den wirklichen Verhältnissen und liefern das selbstverständliche Ergebnis, daß bei jeder Belastung des Stabes eine gewisse Ausbiegung erfolgt, die mit zunehmender Last stetig zunimmt und bei Ueberschreitung der Knickgrenze unverhältnismäßig groß (oder, wie die Rechnung sagt, unendlich groß) wird. Die hier zu besprechende Vorrichtung sucht, die genannte Schwierigkeit auf einem andern Weg zu überwinden, und bietet zugleich den Vorteil, die in dem Stabe vor sich gehenden stetigen Zustandsänderungen einem Zuhörerkreise zur unmittelbaren Wahrnehmung zu bringen.

Die Knickungsfrage ist die Frage nach der Stabilität eines geraden Stabes. Unterhalb der Knickgrenze ist der Stab stabil; an der Knickgrenze selbst wird die gerade Form des Stabes eine labile Form des Gleichgewichtes. Es gibt aber verschiedene Grade der Stabilität. Mit stetig zunehmender Belastung wird der Stabilitätsgrad stetig heruntergesetzt, um an der Knickgrenze selbst den Wert null zu erreichen, d. h. in Labilität überzugehen.

Wie prüfen wir nun bei einem beliebigen mechanischen System das Maß der Stabilität seines Gleichgewichtes? Offenbar dadurch, daß wir eine kleine Störung des Gleichgewichtes hervorrufen und zusehen, ob das System mehr oder minder energisch in das Gleichgewicht zurückstrebt. Ist die Stabilität groß, d. h. sind die nach dem Gleichgewicht zurücktreibenden Kräfte bedeutend, so kehrt das System schnell in seine Ruhelage zurück, um, darüber hinausschnellend, sich abermals von ihr zu entfernen usw. Befinden wir uns aber in der Nähe der Stabilitätsgrenze, so sind die Kräfte, die nach der Ruhelage zurückweisen, schwach und die eintretende Rückbewegung wird langsam. Wir prüfen also die Stabilität, indem wir die Schwingungsdauer beobachten, mit der das System bei einer Störung des Gleichgewichtes um dieses herumpendelt. Die Schwingungszahl, z. B. die Anzahl der Schwingungen in einer Minute, liefert unmittelbar das gesuchte Maß des Stabilitätsgrades. Die Schwingungszahl ist aber stets bequem und genau zu bestimmen.

Unsre Vorrichtung besteht aus einem geraden Stahlblech von 70 cm Länge, 4 cm Breite und rd. $^1/_2$ mm Dicke, das am einen Ende in einen Schraubstock eingespannt wird und am andern mit einem Loch versehen ist. Durch dieses kann eine Schraubenspindel gesteckt werden,

auf welcher von beiden Seiten gleiche Gewichte befestigt werden. Die Gewichte sind so vorgesehen, daß sie, einschließlich des Gewichtes der Schraubenspindel, eine zentrische Belastung des Bleches von $^1/_4$, $^1/_2$, $^3/_4$ und 1 kg ermöglichen.

Wir beginnen damit, das Blech des Schraubstockes aufrecht zu stellen, ohne eine Belastung hinzuzufügen. Stoßen wir es an, so schwingt es um die aufrechte Lage mit der Schwingungszahl 263 in der Minute. Wir behaupten nun, daß sich schon bei dieser Schwingung, obwohl als Belastung nur das Eigengewicht des Bleches wirkt, eine Andeutung des Knickvorganges zeigt, daß nämlich bereits hier der Stabilitätsgrad oder, was dasselbe ist, die Schwingungszahl durch die Belastung heruntergesetzt ist.

Um dieses augenfällig darzutun, bringen wir den Schraubstock an der unteren Seite der Tischplatte an, lassen also den Stab herunterhängen und nunmehr pendeln. Die vorherige Schwingungszahl halten wir durch ein auf 263 eingestelltes Metronom fest. Wir sehen jetzt, daß die Schwingungen unsres Stabes dem Metronom voraneilen. Seine Schwingungszahl beträgt jetzt 288.

Der Unterschied wird vollkommen klar, wenn wir beachten, daß im einen Falle (Stab aufwärts) das Material auf Biegung und Druck, im andern (Stab abwärts) auf Biegung und Zug beansprucht wird. Im ersten Falle wird das in die Gleichgewichtlage zurücktreibende Moment I der elastischen Kräfte, Fig. 1, durch das Moment II der Schwere geschwächt, im zweiten wird es eben dadurch verstärkt. Im ersten Falle schwingt der Stab vermöge der Gewichtswirkung seiner Teile langsamer, im zweiten schneller, als er auf Grund seiner Elastizität und Trägheit allein schwingen würde.

Fig. 1.

Nunmehr bringen wir $^1/_4$ kg am Ende des Stabes an und lassen den Stab in aufrechter Lage schwingen. Die Schwingungszahl ist wesentlich niedriger als vorher, zum Teil wegen der größeren Trägheit des schwingenden Systems, zum Teil aber auch wegen der vergrößerten Druckbelastung oder der verringerten Stabilität. Letztres wird wieder klar durch einen Vergleich mit der Schwingung des ebenso belasteten, aber abwärts gerichteten Stabes, dessen Schwingungszahl 159 beträgt, während die des aufwärts gerichteten 112 war.

Der Unterschied zwischen den Schwingungen des aufwärts und des abwärts gerichteten Stabes wird immer augenfälliger, je größer wir die Belastung nehmen, weil der Stabilitätsgrad bei dem aufrechten Stab durch die Belastung immer mehr geschwächt, bei dem herunterhängenden dagegen immer mehr vergrößert wird, wobei allerdings auch bei dem herunterhängenden Stabe wegen der schrittweise vermehrten Trägheit die Schwingungszahl schrittweise abnimmt. Die zugehörigen Schwingungszahlen bei $^1/_2$ kg und $^3/_4$ kg sind aus der folgenden Zahlentafel zu ersehen. Bei $^3/_4$ kg, Stab aufwärts, ist das Gleichgewicht schon nicht mehr weit von der Instabilität entfernt.

Anzahl der Schwingungen in der Minute.

Belastung	Stab aufwärts	Stab abwärts	Stab wagerecht
0	263	288	277
250 g	112	159	139
500 »	68	131	104
750 »	37	117	87
1000 »	0	109	76

Bei 1 kg Belastung endlich ist in der aufrechten Lage völlige Instabilität vorhanden, weil die Knickgrenze nunmehr überschritten ist; eine Schwingungsdauer ist überhaupt nicht mehr festzustellen. Wenn der Stab dagegen herabhängt, nehmen wir eine regelrechte Schwingung von 109 Pendelungen in der Minute wahr. Wenn die Belastung noch weiter steigt, würde die aufrechte Lage instabil bleiben, und die Schwingungszahl würde sich der stabilen, abwärts gerichteten Lage im abnehmenden Sinne einer festen, von null verschiedenen Grenze nähern, nämlich der Schwingungszahl eines mathematischen Pendels von 70 cm Länge = 71 minutlichen Schwingungen.

In der vorstehenden Zahlentafel sind die beiden ersten Spalten bereits besprochen. Die dritte Spalte ist nicht beobachtet, sondern berechnet, weil sich die Einspannvorrichtung des Schraubstockes hierfür nicht eignete. Bei wagerechter Lage des Stabes würde weder Zug- noch Druckwirkung des Gewichtes in Frage kommen. Die Rechnung war daher lediglich auf Grund der Trägheit und der Biegungselastizität des Stabes auszuführen. Unter dieser Annahme wird die Gestalt des verbogenen Stabes in ihrer wechselnden Form bekanntlich durch eine Differentialgleichung 4. Ordnung in der räumlichen, 2. Ordnung in der zeitlichen Veränderlichen bestimmt. Ihre Integration liefert zusammen mit den Bedingungen am oberen und unteren Ende des Stabes für die Schwingungszahl eine transzendente Gleichung von etwas verwickelter Form (mit trigonometrischen und hyperbolischen Funktionen). Die in der dritten Spalte der Zahlentafel angegebenen Werte sind also zunächst als Wurzeln dieser transzendenten Gleichung zu berechnen. (Näheres hierüber in Nr. 1 der »mathematischen Erläuterungen« am Ende des Textes.)

Indessen kann man die Rechnung vereinfachen, wenn die Zusatzmasse M am Ende des Stabes die Eigenmasse m des Stabes überwiegt. Dann wird nämlich nach einer Formel der elementaren Mechanik die Schwingungsdauer T oder die Schwingungszahl n gegeben sein durch

$$T = \pi \sqrt{\frac{M}{K}}, \quad n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{K}{M}},$$

wo K diejenige elastische zurücktreibende Kraft bedeutet, die auf die Zusatzmasse im Abstand 1 von der Ruhelage wirkt. Nach der Theorie der Balkenbiegung ist nun bei dem am einen Ende eingespannten Balken der von einer Kraft P am andern Ende hervorgerufene Biegungspfeil

$$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{3},$$

(J Trägheitsmoment, E Elastizitätsmodul, l Länge des Balkens). Also entspricht der Ausbiegung 1 die Kraft

$$K = \frac{3EJ}{l^3},$$

so daß

$$n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{3EJ}{l^3 M}}.$$

Ist nun M zwar überwiegend, aber m nicht völlig gegen M zu vernachlässigen, so wird die vorige Formel abzuändern sein in

$$n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{3EJ}{l^3 (M + \alpha m)}},$$

wo α einen echten Bruch bedeutet, nämlich denjenigen Teil der Eigenmasse, den man der Zusatzmasse hinzuzurechnen hat. Das Produkt αm kann als die auf das Ende des Stabes in geeigneter Weise »reduzierte« Eigenmasse bezeichnet werden. Löst man die vorgenannte transzendente Gleichung näherungsweise auf, indem man die erste Potenz des Verhältnisses $\frac{m}{M}$ beibehält, die höheren aber vernachlässigt, so findet man in der Tat die vorangehende Gleichung mit dem Zahlenwert $\alpha = \frac{33}{140}$. Uebrigens zeigt sich, was eigentlich nicht zu erwarten war, daß unsre Näherungsformel auch noch in dem Falle $M = 0$ hinreichend wenig von dem genauen Werte abweicht. (Vgl. Nr. 2 der »Erläuterungen«)

Mit dieser Näherungsformel und den Werten $l = 70$ cm, $mg = 0{,}319$ kg, $J = 0{,}995 \cdot 10^{-3}$ cm^4 ist die dritte Spalte unsrer Zahlentafel berechnet. Für den Elastizitätsmodul, der nicht gesondert beobachtet ist, wurde der Wert $2 \cdot 10^6$ kg/qcm angenommen. Wie es sein muß, ordnen sich die Werte der dritten Spalte zwischen diejenigen der ersten und zweiten Spalte befriedigend ein. Trägt man in der Figur 2 die Belastung (0, $^1/_4$, $^1/_2$, $^3/_4$, 1 kg) als Abszisse, die Schwingungs-

zahl als Ordinate auf, so erhält man für »Stab abwärts« eine oberste Kurve, die sich mit wachsender Belastung einer der Abszissenachse parallelen Asymptoten (entsprechend der Schwingungszahl des gewöhnlichen Pendels) nähert; man erhält ferner für »Stab aufwärts« eine durchweg darunter verlaufende Kurve, die bereits vor der Abszisse 1 kg die Abszissenachse erreicht hat. Endlich erhält man für »Stab wagerecht« eine Linie, die zwischen jenen beiden Kurven liegt. Wegen der Unsicherheit der Annahme über E ist diese Linie selbst etwas unsicher; sie würde bei Wahl eines höheren Wertes von E, z. B. $E = 2{,}2 \cdot 10^6$ kg/qcm ein wenig höher zu liegen kommen.

Fig. 2.

Schließlich möge noch ein Wort über die theoretische Bestimmung der Knickgrenze selbst gesagt werden, wie sie unter den Umständen des Versuches zu erfolgen hat. Die Eulersche Formel würde für den am einen Ende eingespannten Balken liefern:

$$P_0 = \frac{\pi^2}{4}\frac{EJ}{l^2}.$$

Es wäre aber voreilig, zu schließen, daß die Knickung erst dann erfolge, wenn die Zusatzlast am Ende des Stabes die Größe P_0 erreicht. Vielmehr muß ja auch das Eigengewicht des Stabes einen Beitrag zur Knicklast liefern. Bezeichnen wir also mit β einen echten Bruch, mit $P = Mg$ das zum Eintreten der Knickung erforderliche Zusatzgewicht, mit $p = mg$ das Eigengewicht des ganzen Stabes, so wird sein müssen:

$$P + \beta p = P_0, \quad P = P_0 - \beta p.$$

Wiederum kann βp als das für die Zwecke der Knickung in geeigneter Weise »reduzierte« Eigengewicht bezeichnet werden.

Die Bestimmung des Koeffizienten β ist keine ganz einfache Sache. Der Grund hiervon ist folgender: Die gewöhnliche Differentialgleichung der Knickung für eine am Ende des Stabes konzentrierte Last hat konstante Koeffizienten, weil jeder Stabquerschnitt in gleicher Weise gedrückt wird; bei Berücksichtigung des Eigengewichtes des Stabes dagegen bekommt die Differentialgleichung variable Koeffizienten, weil nunmehr die in Betracht kommende Drucklast mit der Lage des Querschnittes wechselt, nämlich nach untenhin zunimmt. Die genaue Integration dieser Differentialgleichung mit variabeln Koeffizienten würde zu unnütz verwickelten (sogen. Besselschen) Funktionen führen. Durch ein Näherungsverfahren, bei dem nur p klein gegen P vorausgesetzt wird, kommt man aber auch hier einfach zum Ziel. Man findet so für die zur Knickung erforderliche Zusatzlast (vergl. Nr. 3 der »Erläuterungen«):

$$P = P_0 - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right)p.$$

Der oben eingeführte Koeffizient β ergibt sich also zu

$$\beta = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) = 0{,}30.$$

Für unsern Stab haben wir mit den bereits benutzten Werten $J = 0{,}995 \cdot 10^{-3}$ cm⁴, $E = 2{,}0 \cdot 10^6$ kg/qcm, $l = 70$ cm:

$$P_0 = 1{,}02 \text{ kg}.$$

Hiervon ist das 0,30fache des Eigengewichtes in Abzug zu bringen, so daß

$$P = 1{,}02 - 0{,}30 \cdot 0{,}32 = 0{,}92 \text{ kg}$$

folgt.

Hiermit stimmte die Beobachtung ziemlich befriedigend überein. Sie zeigte, daß sich der Stab bei $P = 870$ gr merklich stabil, bei $P = 890$ gr merklich instabil verhielt. Die wirkliche Knickgrenze, die auch hier durch den Ablauf einer eingeleiteten Störung des Gleichgewichtes festgestellt wurde, liegt also, wie es sein muß, unter der Eulerschen, allerdings auch noch etwas unter der soeben angegebenen, auf das Eigengewicht hin berichtigten theoretischen Knicklast $P = 0{,}92$ kg.

Ersichtlich wird die zuletzt besprochene Berichtigung wegen des Eigengewichtes des Stabes bei allen genaueren Knickungsversuchen zu berücksichtigen sein, bei denen man mit einem aufrechten Stab arbeitet.

Mathematische Erläuterungen.

1) Ist y die seitliche Ausbiegung des Stabes, t die Zeit, x der Abstand des betrachteten Querschnittes vom eingespannten Ende des Stabes, so gilt für die Biegungsschwingungen des Stabes die Differentialgleichung:

$$\frac{\mu}{EJ}\frac{d^2y}{dt^2} + \frac{d^4y}{dx^4} = 0;$$

$\mu = \frac{m}{l}$ ist die Masse für die Längeneinheit; E und J haben die oben genannte Bedeutung. Das allgemeine Integral dieser Gleichung, das einer rein harmonischen Sinusschwingung entspricht, lautet:

$$y = \sin \nu t \left(a \cos \lambda \frac{x}{l} + b \sin \lambda \frac{x}{l} + A \operatorname{Cos} \lambda \frac{x}{l} + B \operatorname{Sin} \lambda \frac{x}{l}\right).$$

Hier ist zur Abkürzung gesetzt:

$$\frac{\lambda}{l} = \sqrt[4]{\frac{\mu \nu^2}{EJ}}, \quad \lambda = \sqrt[4]{\frac{m \nu^2 l^3}{EJ}} \quad \ldots \ldots \quad (1).$$

Sin und cos bedeuten die hyperbolischen Funktionen.

Die Integrationskonstanten a, b, A, B bestimmen sich aus den Nebenbedingungen:

für $x = 0 \ldots y = 0, \quad \frac{dy}{dx} = 0$ (Einspannung),

für $x = l \ldots \frac{d^2y}{dx^2} = 0$ (Biegungsmoment gleich null),

$\frac{M}{EJ}\frac{d^2y}{dt^2} - \frac{d^3y}{dx^3} = 0$ (Gleichgewicht zwischen der Trägheitswirkung der Zusatzmasse M und den Schubspannungen am Ende des Stabes).

Hieraus folgt der Reihe nach:

$$a = -A, \quad b = -B,$$

$$a(\cos\lambda + \operatorname{Cos}\lambda) + b(\sin\lambda + \operatorname{Sin}\lambda) = 0.$$

$$a\left\{\operatorname{Sin}\lambda - \sin\lambda + \frac{M\nu^2}{EJ}\left(\frac{l}{\lambda}\right)^3(\operatorname{Cos}\lambda - \cos\lambda)\right\}$$
$$+ b\left\{\operatorname{Cos}\lambda + \cos\lambda + \frac{M\nu^2}{EJ}\left(\frac{l}{\lambda}\right)^3(\operatorname{Sin}\lambda - \sin\lambda)\right\} = 0.$$

Aus den letzten Gleichungen ergibt sich durch Elimination von a und b nach einigen Zusammenziehungen:

$$\frac{\operatorname{Cos}\lambda \sin\lambda - \operatorname{Sin}\lambda \cos\lambda}{1 + \cos\lambda \operatorname{Cos}\lambda} = \frac{EJ}{M\nu^2}\left(\frac{\lambda}{l}\right)^3,$$

oder vermöge der Einführung der Abkürzung λ (Gl. (1)):

$$\lambda \frac{\operatorname{Cos}\lambda \sin\lambda - \operatorname{Sin}\lambda \cos\lambda}{1 + \cos\lambda \operatorname{Cos}\lambda} = \frac{m}{M} \quad \ldots \ldots \quad (2).$$

Dies ist die transzendente Gleichung, von der im Text die Rede ist. Man bestimmt aus ihr unendlich viele Werte von λ und schließt nach Gl. (1) auf die entsprechenden Werte der Schwingungszahl ν.

2) Ist M groß gegen m, so muß der kleinste Wert von λ (Grundschwingung des Stabes, die allein zur Beobachtung kommt) nahezu null sein. In diesem Falle kann man die linke Seite von Gl. (2) nach Potenzen von λ entwickeln. Bricht man mit den niedrigsten Potenzen ab, so erhält man:

$$\frac{\lambda^4}{3} = \frac{m}{M}, \text{ also wegen Gl. (1) } \frac{m\nu^2 l^3}{3EJ} = \frac{m}{M}, \quad \nu = \sqrt[2]{\frac{3EJ}{Ml^3}}.$$

Nimmt man dagegen noch die nächst höheren Potenzen im Zähler und Nenner mit, so folgt:

$$\frac{\lambda^4\left(\frac{2}{3} - \frac{\lambda^4}{5 \cdot 7 \cdot 9}\right)}{2 - \frac{\lambda^4}{6}} = \frac{\lambda^4}{3}\left(1 + \frac{11}{140}\lambda^4\right) = \frac{m}{M}.$$

Indem man hier in dem Berichtigungsgliede der Klammer die frühere Näherung einträgt, wird

$$\frac{\lambda^4}{3}\left(1+\frac{33}{140}\frac{m}{M}\right)=\frac{m}{M},\quad \frac{\lambda^4}{3}=\frac{m}{M+\frac{33}{140}m} \quad . \quad . \quad (3),$$

also wegen Gl. (1):

$$\frac{m\nu^2 l^3}{3EJ}=\frac{m}{M+\frac{33}{140}m},\quad \nu=\sqrt{\frac{3EJ}{\left(M+\frac{33}{140}m\right)l^3}}.$$

Da ν die Anzahl der vollen Schwingungen in 2π Sekunden bedeutet, wird die Anzahl der halben Schwingungen in der Minute, welche im Text mit n bezeichnet wurde, gleich $\frac{60\nu}{\pi}$. Man hat daher in erster oder zweiter Näherung:

$$n=\frac{60}{\pi}\sqrt{\frac{3EJ}{Ml^3}} \text{ bezw. } n=\sqrt{\frac{3EJ}{\left(M+\frac{33}{140}m\right)l^3}} \quad . \quad (4).$$

Berechnet man λ für $M=0$ aus der genauen transzendenten Gleichung (2), die in diesem Falle übergeht in

$$1+\operatorname{Cos}\lambda\cos\lambda=0,$$

so erhält man $\lambda=1{,}87$, während unsre in zweiter Näherung geltende Formel (3) ergibt:

$$\lambda=\sqrt[4]{\frac{3\cdot 140}{33}}=1{,}89.$$

Es zeigt sich also merkwürdigerweise, wie bereits im Text hervorgehoben, daß diese ursprünglich für großes M entwickelte Näherung auch noch für $M=0$ hinreichend genaue Werte liefert.

3) Ist wieder y die Ausbiegung, x der Abstand des betrachteten Querschnittes vom eingespannten Ende aus gemessen, γ das Gewicht des Stabes für die Längeneinheit, so lautet die Differentialgleichung: Aenderung des Biegungsmomentes $= EJ \times$ Aenderung der Krümmung:

$$P\,dy+\gamma(l-x)\,dy=-EJ\,d\left(\frac{d^2y}{dx^2}\right)$$

oder

$$\frac{d^3y}{dx^3}+\left(\frac{P}{EJ}+\gamma\frac{(l-x)}{EJ}\right)\frac{dy}{dx}=0,$$

was unter Benutzung der Abkürzungen $\frac{dy}{dx}=z$, $\frac{P}{EJ}=k^2$ und $\gamma l=p$ übergeht in

$$\frac{d^2z}{dx^2}+k^2\left(1+\frac{p}{P}\left(1-\frac{x}{l}\right)\right)z=0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Wir erhalten eine erste Näherung, wenn wir p gegen P vernachlässigen; dann wird

$$\frac{d^2z}{dx^2}+k^2z=0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

die gewöhnliche Eulersche Gleichung für die Berechnung der Knicklast. Ihre allgemeine Lösung ist

$$z=A\cos kx+B\sin kx$$

mit den Grenzbedingungen:

$z=0$ für $x=0$ (Einspannung)

$\frac{dz}{dx}=0$ für $x=l$ (Biegungsmoment gleich null).

Hieraus folgt der Reihe nach:

$$A=0 \text{ und } \cos kl=0 \text{ oder } kl=\frac{\pi}{2},$$

also

$$z=B\sin\frac{\pi}{2}\frac{x}{l}.$$

In das soeben vernachlässigte Berichtigungsglied der genauen Differentialgleichung (5) setzen wir jetzt diese erste Näherung ein, wobei sie übergeht in

$$\frac{d^2z_1}{dx^2}+k^2z_1=-k^2\frac{p}{P}\left(1-\frac{x}{l}\right)B\sin\frac{\pi}{2}\frac{x}{l} \quad . \quad . \quad (7).$$

Die allgemeine Lösung dieser Gleichung lautet:

$$z_1=a\cos kx+b\sin kx-kB\frac{p}{P}\int_0^x\left(1-\frac{\xi}{l}\right)\sin\frac{\pi}{2}\frac{\xi}{l}\sin k(x-\xi)\,d\xi.$$

Die Konstanten bestimmen sich aus den Bedingungen:

$z_1=0$ für $x=0$ (Einspannung)

$z_1=z$ für $\frac{p}{P}=0$ (bei einem gewichtlosen Stab muß unsre zweite Näherung mit der ersten zusammenfallen)

$\frac{dz_1}{dx}=0$ für $x=l$ (Biegungsmoment am freien Ende gleich null).

Aus diesen Bedingungen folgt der Reihe nach:

$$a=0 \qquad b=B$$

$$\cos kl=k\frac{p}{P}\int_0^l\left(1-\frac{\xi}{l}\right)\sin\frac{\pi}{2}\frac{\xi}{l}\cos k(l-\xi)\,d\xi \quad . \quad (8).$$

Somit ergibt sich abermals eine transzendente Gleichung zur Berechnung von k. Vergleichen wir diese mit der Gleichung $\cos kl=0$, die wir für $p=0$ erhielten, so sehen wir, daß die rechte Seite als Berichtigungsglied zu betrachten ist.

Wir werden deshalb hier den früher gefundenen Näherungswert $k=\frac{\pi}{2l}$ benutzen dürfen.

So erhalten wir:

$$\cos kl=\frac{\pi}{2l}\frac{p}{P}\int_0^l\left(1-\frac{\xi}{l}\right)\sin\frac{\pi}{2}\frac{\xi}{l}\cos\frac{\pi}{2}\frac{l-\xi}{l}\,d\xi$$

$$=\frac{\pi}{4l}\frac{p}{P}\int_0^l\left(1-\frac{\xi}{l}\right)\left(\sin\frac{\pi}{2}+\sin\frac{\pi}{2}\frac{2\xi-l}{l}\right)d\xi=\frac{\pi}{4l}\frac{p}{P}\left(l-\frac{l}{2}-\frac{2l}{\pi^2}\right).$$

oder schließlich:

$$\cos kl=\frac{\pi}{2}\frac{p}{P}\left(\frac{1}{4}-\frac{1}{\pi^2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Zur angenäherten Lösung dieser Gleichung werden wir setzen:

$$kl=\frac{\pi}{2}(1-\varepsilon) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10),$$

wobei ε als klein gegen 1 zu betrachten sein wird. Beschränken wir unsre Entwicklung auf die niedrigste Potenz von ε, so liefert Gl. (9):

$$\frac{\pi}{2}\varepsilon=\frac{\pi}{2}\frac{p}{P}\left(\frac{1}{4}-\frac{1}{\pi^2}\right)$$

und Gl. (10) wegen der Bedeutung von k:

$$(kl)^2=\frac{Pl^2}{EJ}=\frac{\pi^2}{4}(1-2\varepsilon),$$

d. h.

$$\frac{Pl^2}{EJ}=\frac{\pi^2}{4}\left(1-2\frac{p}{P}\left(\frac{1}{4}-\frac{1}{\pi^2}\right)\right).$$

Ersetzen wir noch im Berichtigungsgliede P durch seinen Näherungswert

$$P_0=\frac{\pi^2}{4}\frac{EJ}{l^2},$$

so erhalten wir die im Text angegebene Gleichung

$$P=P_0\left(1-\frac{2p}{P_0}\left(\frac{1}{4}-\frac{1}{\pi^2}\right)\right)=P_0-0{,}30\,p.$$

Niederdruckschieber mit dreifacher Eröffnung für Einlaß und Auslaß und mit Ueberströmung.

Von **M. Hochwald**, Berlin.

Fig. 1.

Fig. 2. Schnitt *M-N*.

Fig. 3. Schnitt *P-Q*.

Fig. 4. Schnitt *A-B*.

Fig. 5. Schieberspiegel.

Fig. 6. Schieberrücken.

Mit der fortschreitenden Anwendung hochgespannten und überhitzten Dampfes ist der Flachschieber, dieses einfachste, hinsichtlich Betriebssicherheit und Dichtheit zuverlässigste Steuerorgan, vom Hochdruckzylinder der Dampfmaschinen allmählich fast ganz verdrängt worden. Der Grund hierfür liegt in der aus den geänderten Betriebsverhältnissen sich ergebenden Vergrößerung der Reibungsarbeit und in der Schwierigkeit, die aufeinander gleitenden Flächen unter hohem Druck und hoher Temperatur genügend schmieren zu können. An die Stelle des Flachschiebers ist zum Teil der Kolbenschieber getreten, überwiegend jedoch das Rohrventil als das für Arbeiten mit hoher Ueberhitzung am besten geeignete Steuerorgan. Dieser Ersatz der einfachen Schiebersteuerung durch die vielgliedrige Ventilsteuerung, der am Hochdruckzylinder geboten war, hat zugunsten der Ventilsteuerung einen erheblichen Rückgang in der Anwendung der Schiebersteuerung auch am Niederdruckzylinder, wo ein zwingender Grund nicht gegeben war, zur Folge gehabt. Hierbei war einerseits der Gesichtspunkt, daß beide Maschinenseiten gleichartig aussehen sollten, anderseits die Tatsache maßgebend, daß die bekannten Schieberkonstruktionen im Dampfverbrauch nicht sparsam genug arbeiteten und bei größeren Ausführungen durch ihre Abmessungen unbequem wurden.

In dem heftigen Wettstreit zwischen Kolbendampfmaschine und Dampfturbine sind jedoch die vielen einzelnen Teile der Kolbendampfmaschine und die damit verbundene größere Reparaturbedürftigkeit und umständlichere Wartung als einer ihrer Hauptnachteile, und die Anwendung umständlicher Steuerungen auch am Niederdruckzylinder trägt sicherlich nicht dazu bei, die Stellung der Kolbenmaschine in diesem Wettstreit zu kräftigen.

Es möge daher auf einen neuen, erheblich verbesserten Flachschieber, Fig. 1 bis 6, für größere Niederdruckzylinder hingewiesen werden, der, in einfachster Weise von einem Exzenter aus betätigt, die vielgliedrigen Ventil- und Drehschiebersteuerungen in den meisten Fällen entbehrlich macht, da er eine nicht minder gute Dampfverteilung gibt, dabei aber für seine Bewegung nur einen sehr geringen Arbeitsaufwand erfordert und mit alledem noch die wertvolle Eigenschaft verbindet, den Kompressions-Enddruck ganz selbsttätig der jeweiligen Aufnehmerspannung anzupassen.

Der Schieber hat: einen Trick-Kanal t, Fig. 1 bis 4, für die Einströmung,

einen Kanal k, der für jede Schieberseite gesondert bei der Einströmung und bei der Ausströmung wirksam ist, und

einen Auslaßkanal m, der mit einem Quersteg o versehen ist und dessen Kanten x stets negative Deckungen haben.

Die nach dem Innern des Zylinders führenden Kanäle d sind ungeteilt, während der Auslaßraum g des Zylinders in 3 Oeffnungen am Zylinderspiegel mündet, die in der Mittelstellung des Schiebers von Stegen, welche die Abströmung steuern, bedeckt sind. In den Zylinderraum g eingebaut ist ein Querkanal c, der mit dem Schieberkasten seitlich in Verbindung steht, also stets mit Arbeitsdampf gefüllt ist. Infolge dieser Ausgestaltung bildet der Schieber bei sehr kleiner Baulänge drei Durchgänge für die Einströmung, drei Durchgänge für die Ausströmung und Durchlässe zum Ueberströmen des Dampfes von einer Zylinderseite zur andern, um die Kompression durch Ausgleich der Dampfspannung zu regeln.

Fig. 1 gibt die Mittelstellung des Schiebers wieder. In dieser Stellung strömt der Dampf durch die Schieberkanäle m und t über. Da der Kanal m unmittelbar vor Beginn der Ueberströmung andauernd mit dem Kondensator oder dem Auspuffrohr in Verbindung gestanden hat, so wird der Dampf durch ihn hindurch genügend rasch von einer Zylinderseite zur andern hinübergezogen und so auch bei hohen Umlaufzahlen ein vollkommener Druckausgleich erreicht.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

In Fig. 2 eröffnet der Schieber gerade die Einströmung auf der Zylinderseite rechts. Die eingezeichneten Pfeile geben die drei Durchgänge an. Die Einströmung E_1 erfolgt unmittelbar aus dem Schieberkasten, die Einströmung E_2 durch den Trick-Kanal t, die Einströmung E_3 durch den Kanal k. In Fig. 3 beginnt die Ausströmung für die Zylinderseite links. Wie die Pfeile erkennen lassen, hat der Schieber auch für die Ausströmung 3 Durchgänge A_1, A_2 und A_3. Durchgang A_1 wird vom Schieberkanal k, die beiden Durch-

Fig. 12.

Stehende Verbund-Dampfmaschine von A. Borsig mit Hochwald-Schieber am Niederdruckzylinder.

gänge A_2 und A_3 vom Kanal m gebildet.

Die Weite des Durchganges A_3 ist hierbei gegeben durch die bei Beginn der Abströmung zwischen Schieberkante x und Zylinderkante y vorhandene freie Weite

Ueberströmspalt s + Abströmdeckung i.

Bei der Bewegung des Schiebers wachsen zunächst die 3 Auslaßdurchgänge von der gezeichneten Eröffnungsstellung bis zur Stellung

$$\text{Schieberweg } \xi = i + (s + i)$$

gleichmäßig an. Von dieser Stellung ab bleibt der Durchlaß A_3 unveränderlich, während die beiden Durchlässe A_1 und A_2 gleichmäßig fortschreitend zunehmen, bis die größten Kanalweite a beim Schieberweg

$$\xi = i + \left(\frac{a}{2} - \frac{s+i}{2}\right)$$

erreicht wird. Darüber hinaus bleibt dann der Auslaßkanal bis zum Beginn der Schlußbewegung in der vollen Weite offen stehen.

Fig. 5 gibt ein Bild des Schieberspiegels, Fig. 6 ein solches des Schieberrückens wieder.

Fig. 7 ist ein Zeunersches Steuerungsdiagramm bei Anwendung des Schiebers für feste Füllung im Niederdruckzylinder einer Betriebsdampfmaschine. Die Kanal-Eröffnungskurven sind für die Einströmung, Ueberströmung und Ausströmung eingezeichnet. Eröffnung und Abschluß der Kanäle erfolgen, wie ersichtlich, für die Einströmung und für die Ausströmung ganz plötzlich. Die volle Ausströmweite ist bereits vor der Totlage des Kolbens ganz frei, und deshalb sinkt die Gegendruckspannung auch bei größeren Arbeitsleistungen und hohen Umlaufzahlen schon im Hubwechsel nahezu vollständig auf die Austrittspannung hinab, ohne daß der Voraustritt größer als bei andern Steuerungen gewählt zu werden braucht. Die mit dem Schieber erhaltenen Indikatordiagramme, Fig. 8 und 9, lassen die günstige Dampfverteilung erkennen. — Bei Kondensationsbetrieb trägt auch die Ueberströmung zur Erhöhung der Arbeitsleistung des Dampfes bei, da der von der Expansionsseite nach abgegebener Arbeit auf die Kompressionsseite hinüberziehende Dampf die schädlichen Räume auffüllt und bei kleiner Kompressionsarbeit eine hohe Endkompression erreichen läßt. Der Druckausgleich, den die Ueberströmung herbeiführt, hat in

weiterer Folge den schon erwähnten Vorteil, den Kompressions-Enddruck der jeweiligen Aufnehmerspannung anzupassen. Infolgedessen kann man im Betrieb sofort von Kondensation auf Auspuff übergehen, ohne das Steuerexzenter verdrehen oder sonst irgend etwas an der Steuerung verstellen zu müssen.

Den beiden bei Kondensation entnommenen Diagrammen, Fig. 8 und 9, sind zwei an demselben Niederdruckzylinder bei denselben Leistungen und unveränderter Steuerung abgenommene Auspuffdigramme, Fig. 10 und 11, gegenübergestellt, welche die bei Auspuff eintretende Verringerung der Kompression gut erkennen lassen.

Was die Arbeit anlangt, die der Schieber zu seiner Bewegung verbraucht, so ist sie geringer als bei irgend einem andern mehrspaltigen Schieber, da infolge der dreifachen Eröffnung die Exzentrizität und infolge der eigenartigen Dampfführung die nicht entlastete Länge nur klein wird. Auch die Dampfüberströmung wirkt nach dieser Richtung günstig; vermöge derselben wird der Schieber zur Zeit seiner raschesten Bewegung — um seine Mittellage herum — wesentlich entlastet, da der überströmende Dampf alle Schieberräume füllt und hierdurch den Druck, mit dem der Schieber auf den Zylinderspiegel gepreßt wird, erheblich verringert.

Vergleicht man beispielsweise den besprochenen Schieber unter gleichen Steuerungsverhältnissen mit dem bekannten zweispaltigen Penn-Schieber, so fällt seine Exzentrizität rd. 25 vH und seine nicht entlastete Länge in den einzelnen Arbeitstellungen rd. 22 bis 26 vH kleiner aus, und seine Reibungsarbeit wird mithin im Mittel nur wenig mehr als die Hälfte der Reibungsarbeit des Penn-Schiebers ausmachen.

Der Wert des neuen Schiebers wird noch dadurch erhöht, daß seine Tragflächen reichlich groß, zweckmäßig verteilt und vom Dampf gut umspült sind. In Verbindung mit der an und für sich geringen Reibungsarbeit wird hierdurch eine dauernd gute Erhaltung der arbeitenden Flächen gesichert.

Fig. 12 zeigt den Einbau des Schiebers am Niederdruckzylinder einer größeren stehenden Verbund-Dampfmaschine von A. Borsig, Berlin.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 8. April 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.

Anwesend 52 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Toussaint spricht über die Doppellagerabdichtung und ihr wichtigstes Awendungsgebiet (Stevenrohre, Wellenlager und Dampfturbine).

Wie er ausführt, ist das Streben, eine umlaufende Welle abzudichten, in den letzten Jahren größer geworden, besonders, seit die Dampfturbinen marktfähig geworden sind, und die Umlaufmaschinen, z. B. Hochdruck-Kreiselpumpen, an Bedeutung gewonnen haben. Prof. Stodola spricht sich in der letzten Ausgabe seines Werkes »Die Dampfturbinen«, dahin aus, daß gute Konstruktionen der hochbeanspruchten Lager wie der Stopfbüchsen, welche mit die wichtigsten Teile der Dampfturbinen sind, heute noch nicht gefunden seien. Die allgemeinste und bisher gebräuchlichste Ausführung einer gewöhnlichen Büchse mit Brille und Einlagen von Weichpackungsringen, die vom Maschinisten angezogen werden, genügt noch viel weniger als bei den hin- und hergehenden Stangen; und auch hierfür tauchen seit einer Reihe von Jahren immer wieder neue Konstruktionen auf, ein Beweis, daß auch hier die alten Packungsringe den heutigen Forderungen des Maschinenbaues nicht mehr genügen. Die besten Stopfbüchsen für hin- und hergehendes Gestänge sind solche mit kegelförmigen Metallringen, die durch Federn an die Stange gepreßt werden, ohne daß die Hand des Maschinisten irgend einen Einfluß auf die Pressung der Ringe ausüben kann. Obwohl die Konstruktion dieser Büchsen recht verwickelt ist, und man sich eigentlich darüber wundern muß, daß sie so gut wirken, haben sie sich doch das Gebiet der Großdampfmaschine erobert.

Das Bedürfnis, eine genügende Abdichtung für Wellen im Schiffsmaschinenbau zu besitzen, reicht weiter zurück als bei den ortfesten Maschinen, weil viele Brüche von Propellerwellen sich auf die mangelhafte Abdichtung zurückführen lassen. Seit Bestehen der Dampfschiffe bis heute begnügt man sich mit wenigen Ausnahmen mit der Pockholzlagerung der Propellerwelle, die dadurch geschmiert wird, daß das Wasser freien Eintritt in das Innere hat. Um das Rosten der Lagerflächen zu verhindern, versieht man die Welle mit einer Rotgußbüchse. Man muß zugeben, daß bei Wasserschmierung das Pockholz ein ziemlich geeigneter Stoff zur Lagerung ist, obwohl die Abnutzung mit ihren sonstigen unangenehmen Nebenerscheinungen immer zu groß ist. Auch wenn Sand eindringt, was am offenen Ende häufig stattfindet, kann diese Lagerung noch genügen, weil sich der Sand zwischen den einzelnen Stäben absetzen kann. Das geschieht allerdings nicht immer, wie Beispiele zeigen, wo Stevenrohre nach ganz kurzer Zeit, oft nach nur einer Reise, um fast einen Zoll abgelaufen waren. Bei glatten Gußrohren ist die Gefahr noch größer: der Reibungskoeffizient ist ungünstiger und, wenn Sand eindringt, treten rasch die gefürchteten Anfressungen ein. Trotzdem finden diese Ausführungen noch verhältnismäßig häufig Anwendung. Die Weißmetallager ohne Abdichtung, die man auch schon ausgeführt hat, und die sich zum Teil besser bewähren als Pockholz, genügen ebensowenig, besonders wenn die nötigen Zwischenräume fehlen, die den Sand aufnehmen können. Die Weißmetallager mit ungenügender Abdichtung haben Ergebnisse gezeigt, die das Bestreben rechfertigen, auf diesem Gebiete weiter zu arbeiten.

Vor zwei Jahren wurde dieser Gegenstand in einem Vortrag in der Institution of Naval Architects[1]) behandelt. Der Vortragende, Hr. Scott Younger, sprach über die zu hohe Beanspruchung der Propellerwellen und sagte mit Recht, daß die Schiffe größer, die Maschinenteile aber nicht in demselben Maße kräftiger geworden seien; die zu hohen Biegungsbeanspruchungen durch die größeren Propeller usw. verlangten größere Durchmesser der Wellen. Der Bronzebezug sei eine Gefahr für das Schiff. Der plötzliche Spannungssprung an den Stellen, wo die Büchse absetzt, besonders hinten an der Nabe und die galvanischen Wirkungen an denselben Stellen seien die Ursachen, daß die Lebensdauer der Wellen selten 5 Jahre übersteigt. Die teuersten Konstruktionen, bei denen die Welle über die ganze Länge hin mit einer Rotgußbüchse in einem Stück überzogen wird, genügten nicht. Man stehe damit heute an der Grenze der Ausführungsmöglichkeit. Bei Zweischraubenschiffen werde die Büchse nämlich sehr lang und das Verhältnis zwischen Länge zu Durchmesser äußerst ungünstig. Wird die Büchse in solchen Fällen in zwei Stücken ausgeführt, so sei die Gefahr noch größer. Die bis jetzt üblichen Verbindungen wären unvollkommen. Stoßen die beiden Büchsen dicht zusammen, dann habe man eine Wirkung, als ob die Welle an einer Stelle rundherum eingeschnitten wäre; die Anfressungen seien nicht zu sehen, und deshalb sei die Gefahr größer als früher. Die Abdichtung der Welle an der Nabe genüge nur unvollkommen. Der rasche Verschleiß der Pockholzlagerung und der dadurch entstehende Spielraum, der bis auf 6 mm und darüber anwachse, machten infolge der Erschütterungen die Welle mürbe. Das Gefüge verändere sich, und ein frühzeitiger, häufig ganz unvorhergesehener Bruch der Welle sei die Folge.

Ein von der Institution of Naval Architects zur Untersuchung der Brüche von Propellerwellen eingesetzter Ausschuß kam zu dem Ergebnis, daß Pockholzlagerung mit Wasserschmierung nicht genüge, und daß die Lebensdauer einer Propellerwelle größer werden könne, wenn sie Metalllagerung mit einer geeigneten Abdichtung erhielte. Dies bezwecken die Konstruktionen von Hunter & Milne und von Cederwall. Beide sind im Grunde gleich: Eine Metallscheibe, die mit der Welle oder der Nabe umläuft, wird mit Hülfe von Federn gegen das abzudichtende Stevenrohr gedrückt. Die Abdichtung von Cederwall hat sich schon ein verhältnismäßig großes Gebiet erobert, jedoch nur bei kleineren Schiffen, weil die Ausdehnung der Wellenleitung, die bei großen Schiffen bis 20 mm und mehr beträgt, einen sehr ungünstigen Einfluß auf die Federspannung ausübt. Diese kann unter ungünstigen Bedingungen bis zur Unwirksamkeit sinken; ferner ist eine einzige Abdichtungsfläche oft nicht imstande, Sand abzuhalten.

[1]) s. Schiffbau 1901/02 Nr. 22.

Eine Konstruktion von Younger und King zeigt einen Luftschlauch aus Kautschuk, der 2 Metallringe gegen die Welle drückt. Als Nachteil gilt hier die Unzuverlässigkeit des Luftschlauches, der leicht undicht und von Oel angefressen wird. Weitere Konstruktionen, bei denen z. B. die Welle beim Austritt aus dem Stevenrohr durch eine gewöhnliche Stopfbüchse mit Weichmetallringen abgedichtet wird, genügen auch nicht.

Die Firma Blohm & Voß baut seit 4 Jahren eine neue Abdichtung, die aus den Figuren 1 bis 3 zu erkennen ist. Eine nennenswerte Abnutzung war nach dreijährigem ununterbrochenem Betrieb nicht festzustellen; irgend welche Störungen sind bisher ebensowenig vorgekommen. Die Konstruktionen umfassen nicht nur die hintere Abdichtung bei der Nabe, sondern auch die Abdichtung vorn im Tunnelschott, die bisher überhaupt noch nicht ausgeführt war. Hier ist die gewöhnliche Stopfbüchse mit Weichpackungsringen durch die Lagerabdichtung ersetzt. Wie groß der Kraftbedarf und wie gering die Wirkung einer solchen Stopfbüchse mit Weichpackung bei einer Welle ist, erkennt man am besten bei diesen Tunnelstopfbüchsen. Meist beträgt der Druck, gegen den abzudichten ist, kaum 0,5 at, und doch ist der Packungsraum im Laufe der letzten Jahre immer größer ausgeführt worden, um einigermaßen genügendes Dichthalten zu erreichen. Die Brille wird dabei meistens heiß, und der Verschleiß der Wellenbüchse beträgt nach einigen Jahren 10 bis 20 mm. Das zeigt, wieviel Arbeit an dieser nebensächlichen Stelle nutzlos in Wärme verwandelt wird. Man ist sich im allgemeinen nicht darüber klar, daß Packungsringe, die für hin- und hergehende Gestänge noch genügen, für umlaufende Wellen nicht mehr zu gebrauchen sind.

Fig. 1.

Wellenabdichtung von Blohm & Voß.

Fig. 2.

Hintere Abdichtung.

Fig. 3.

Vordere Abdichtung.

Die Konstruktion und Wirkungsweise der Doppellagerabdichtung von Blohm & Voß ist folgende: Auf der Welle sitzt lose ein Gußring *a*, Fig. 2, und wird vermittels eines Federkeiles von der Welle mitgenommen. In diesen Gußring ist ein Nebenring *b* eingelassen, der von dem Hauptring durch Bolzen mitgenommen und durch Federn nach außen gedrückt wird. Ein Schlußring *c*, der am feststehenden Stevenrohr angeschraubt ist, drückt beide Ringe gegen die beiden Abdichtflächen. Der Hauptring *a* wird in Richtung der Welle durch den Druck der Federn, durch den Druck der Wassersäule, der über dem Ring lagert, und den Zuschlag des Druckes, der durch die Zentrifugalkraft entsteht, an das Stevenrohr angedrückt.

Das eingeschlossene Schmiermittel hat beim Austritt durch zwei Abdichtungen zu gehen; ferner ist eine Labyrinthdichtung geschaffen, und die Zahl der Abdichtungsringe kann leicht vergrößert werden. Die Wirkung der Zentrifugalkraft kommt der Konstruktion zugute, indem bei der letzten Abdichtung *d* das Schmiermittel, hier Oel und Wasser, gegen die Wirkung der Zentrifugalkraft und des Abdichtungsdruckes zu fließen hat. Der mit der Welle umlaufende Hauptring wird mit gewöhnlicher Weichpackung, Gummi- oder Lederstulpen, abgedichtet. Die Laufringe können mit Weißmetall ausgegossen oder brauchen nur glatt abgedreht zu werden. Der Nebenring wird, abgesehen von den Federn, auch noch durch den Druck der eindringenden Flüssigkeit gegen seine Fläche gepreßt, so daß die Wirkung der Federn während des Betriebes ohne Bedeutung ist, und infolgedessen, wenn etwa die Federn brechen, kein Nachteil für die Abdichtung entsteht. Die Ausdehnung der Wellenleitung ist ohne Einfluß auf die Abdichtung; die Ringe sitzen lose auf der Welle, so daß kein Klemmen oder Drücken vorkommen kann. Die Konstruktion ist gegen äußere Einflüsse gut geschützt; der feststehende Schlußring *c* hält alle Fremdkörper von der Dichtung fern, so daß selbst mitgerissene Taustücke, wie es schon vorgekommen, ohne nachteilige Wirkung auf die Abdichtung bleiben; bis jetzt hat selbst eindringender Sand noch nicht durch die erste Abdichtung gehen können. Die Abnutzung der Propellerwelle von 380 mm Dmr. auf dem Dampfschiff »Therapia« der Levante-Linie von 2200 PS beträgt nach 3jährigem Betrieb kaum $^3/_4$ mm. Während der nächsten 3 Jahre wird also die Abnutzung unter normalen Verhältnissen, nachdem sich das Lager jetzt eingelaufen hat, kaum 1 mm überschreiten.

Die Welle läuft in einem Oelbad und hat Weißmetallager; der Reibungskoeffizient ist wesentlich geringer als bei Pockholzlagerung; das Oel wird mittels Druckpumpe zugeführt, oder es läuft selbsttätig von einem Oeltank zu, der auf dem Oberdeck untergebracht ist. Bei letzterer Anordnung kann man den Oeldruck im Lager und den Wasserdruck außen nahezu ausgleichen, so daß der abzudichtende Druckunterschied fast null wird. Die Abnutzung der Dichtungsringe übt keinen Einfluß auf das Dichthalten aus, das Fehlen der teueren Rotgußbüchsen verhütet galvanische Wirkungen, und die Welle hat überall gleichen Durchmesser, wodurch die plötzlichen Veränderungen des Trägheitsmomentes vermieden sind, die bei den Wellen mit Büchsen die gefährlichen Biegungen verursachen. Die Propellerwelle wird mit geringeren Erschütterungen laufen, weil ein Spiel in den Lagern von 4 bis 6 mm, wie es häufig bei Pockholzlagern vorkommt, vermieden wird. Das seltener vorkommende Auswechseln der Laufbüchsen, die in Vorrat gehalten werden, geht rascher vor sich

als das Erneuern der Pockholzlager, und diese müssen zudem häufig ersetzt werden; die Dockungszeit wird also bei Anwendung der neuen Lagerung geringer. Die Lebensdauer der Welle wird wesentlich größer, und die Pausen zwischen den Untersuchungen der Welle durch die Klassifikationsgesellschaften dürfen nach diesen günstigen Ergebnissen länger sein als bisher. Die vorhandenen Pockholzlager können ohne große Mühe in Metallager mit Abdichtungen verwandelt werden, oder die Pockholzlagerung bleibt und erhält nur Abdichtungen. Bei letzteren Ausführungen ist der Vorteil der Oelschmierung bei Pockholz auch nicht zu unterschätzen. Die guten Ergebnisse haben die Deutsche Ost-Afrika-Linie und die Wörman-Linie veranlaßt, die neue Wellenabdichtung bei all ihren Neubauten auszuführen; bis jetzt beträgt die Leistung dieser Anlagen 11 650 PS.

Der Vortragende bespricht ferner an Hand der Aufsätze von Stribeck[1]), Lasche[2]) und Kablitz[3]), sowie der Untersuchung von Tower den Einfluß einer guten Schmierung und die Aenderungen des Reibungskoeffizienten. Des weiteren erörtert er die Stopfbüchsen der Dampfturbinen der Maschinenfabrik Oerlikon[4]) und von Hamilton-Holzwarth[5]).

Eingegangen 11. März 1905.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Precht, im geschäftlichen Teile Hr. Lehmer.
Schriftführer: Hr. Schöne.

Die Versammlung war eine Feier zu Ehren des Hrn. Lehmer anläßlich seiner 25jährigen Wirksamkeit als Vorsitzender des Sächsisch-Anhaltinischen Bezirksvereines.

Zunächst ergreift Hr. Peters aus Berlin das Wort, um seinen und des Gesamtvorstandes Glückwunsch zu der Jubelfeier zu überbringen.

Darauf spricht Hr. Dr. Volbehr, Direktor des Museums in Magdeburg, über Maschine und Kunst. Einleitend hebt er hervor, daß Lionardo da Vinci das Verhältnis von Maschine und Kunst zueinander richtiger eingeschätzt habe, als Walter Crane. Er verliest einen Brief Lionardos aus dem Jahre 1483, in dem dieser sich als Ingenieur von seltener Vielseitigkeit zeigt, und stellt dem Auszüge aus einem Buche Walter Cranes gegenüber, in denen sich geradezu ein Haß gegen die Maschine äußert. Die Frage nach dem Grunde dieser Entwicklung in der Anschauungsweise der Künstler sucht der Redner durch den Hinweis zu beantworten, daß die Kunst sich mehr und mehr in eine eigene Welt eingesponnen und sich fern von dem Getriebe der Welt so wohl gefühlt hat, daß sie aufs unangenehmste überrascht gewesen, als plötzlich eine Maschine in das Arbeitsfeld des Kunsthandwerkes hineingegriffen und Dinge angefertigt hat, die bis dahin ein Gebiet der Handfertigkeit waren. Diese Ueberraschung hat sich allmählich in eine Empörung verwandelt, und schließlich haben die Kunstfreunde jede Maschine als den Widersacher der Kunst betrachtet.

Der Vortragende stellt die Frage, ob dieser Zorn berechtigt ist, und geht dazu auf die Aufgaben der Maschine in der Kunstindustrie ein. Diese Maschinen nehmen dem Kunsthandwerker die einfachen Vorarbeiten ab, machen also die Hand für wichtigere Arbeit frei, sie spornen den künstlerischen Ehrgeiz an, und sie machen Stimmung für die Kunst, da ihre Erzeugnisse in Kreise gelangen, die bis dahin völlig kunstarm waren.

Ueber die Maschinen, die dem Verkehr dienen, führt er aus, daß gerade sie von besondrer Bedeutung für die Kunst sind, denn sie haben dafür gesorgt, daß sich der Gesichtskreis des Künstlers erweitert, daß der Sinn für die Schönheit der Natur, für das Kennzeichnende der Umrißlinien, für die feinen atmosphärischen Stimmungen sich gesteigert hat. Und schließlich sind die Aufträge, die der Kunst von den Maschinen des Verkehrs unmittelbar und mittelbar zukommen, recht beträchtlich.

Weit wichtiger aber ist es nach des Redners Anschauung für die Beziehungen der Kunst zur Maschine, daß man die Maschine selbst in das Gebiet der Kunst eingliedern muß, wenn man gerecht sein will. E. du Bois-Reymond hat bereits 1890 von der »mechanischen Schönheit« einer Maschine oder eines physikalischen Gerätes gesprochen. Diese mechanische Schönheit ist aber nicht etwa eine Sonderschönheit der Maschine. Im Menschen lebt vielmehr das Bedürfnis, überall eine Uebereinstimmung zwischen Wirkung und Gestaltung zu sehen, in den Gliedern des menschlichen Körpers, in der Säule, im Kelchglas, und auch im Kolben der Maschine, in jedem Teil eines Räderwerkes. Wo diesen psycho-physiologischen Forderungen der Menschennatur entsprochen wird, da spricht man von Schönheit. Es gibt keinen Grund, zwischen der Architektur, dem Kunsthandwerk und der Maschine Scheidewände aufzurichten. Bei ihnen gilt in gleicher Weise die Lehre, daß dem Zwecke so vollkommen wie möglich nach Maßgabe des benutzten Stoffes entsprochen werden, und daß die Wirkung eines jeden Teiles sich schlicht und klar offenbaren muß.

Zum Schluß betont der Vortragende, daß in den Kreisen der Ingenieure von Jahr zu Jahr der Ehrgeiz zunimmt, nicht nur eine leistungsfähige, sondern auch eine schöne Maschine zu konstruieren. Van der Velde, der bekannte belgische Künstler, hat schon auf der Weltausstellung zu Paris im Jahre 1900 als das Schönste der Ausstellung die Maschinen einiger großen Firmen gerühmt. So ist anzunehmen, daß die Zeit nicht mehr fern liegt, wo jede Maschine ein Kunstwerk ist und infolgedessen jeder Ingenieur als ein Künstler betrachtet wird.

Darauf beschäftigte sich die Versammlung mit Vereinsangelegenheiten.

An die Sitzung schloß sich ein Festmahl.

[1]) Z. 1902 S. 1341.
[2]) Z. 1902 S. 1881.
[3]) Z. 1902 S. 1841.
[4]) Z. 1904 S. 1530.
[5]) Z. 1905 S. 117.

Bücherschau.

Generator-Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb in bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung. Von Paul Fuchs, Ingenieur. Berlin 1905, Jul. Springer. Preis 5 ℳ.

Das Buch ist eine erweiterte Auflage des ursprünglich »Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes« betitelten Werkes[1]). Die Einteilung ist die gleiche geblieben; es sind nur in den Abschnitten über Wärmeerzeugung und Betriebskontrolle die Vorgänge und Verfahren auch für den Kraftgasbetrieb angegeben. Die zur rechnerischen Bestimmung der chemischen und thermischen Vorgänge nötigen Formeln sind entwickelt und übersichtlich zusammengestellt. Dabei ist allerdings in der Wahl der Koeffizienten nicht immer die nötige Gleichartigkeit vorhanden. So bezieht der Verfasser bei der Berechnung der spezifischen Wärmen die Atomgewichte auf $O=16$, sonst auf $H=1$. Bei der Berechnung der Zusammensetzung der Verbrennungsgase sind einzelne Unrichtigkeiten vorhanden.

Für die spezifischen Wärmen der verschiedenen Gase werden die Formeln von Mallard und Le Chatelier verwendet. Hier dürfte es sich künftighin empfehlen, von den neueren Versuchen Gebrauch zu machen, vollends da der Fehler nach Mallard und Le Chatelier teilweise ganz beträchtlich ist[1]). Allgemein ist dann noch bei der Berechnung des Wärmeinhaltes von Gasen zu beachten, daß nicht das c_p für die tatsächliche Temperatur, sondern der Integralwert über das ganze Temperaturgebiet (von 0° C bis zur tatsächlichen Temperatur) Verwendung finden muß. Da die c_p-Linien in Abhängigkeit von der Temperatur für die schwer kondensierbaren Gase nur schwach gekrümmt sind, darf näherungsweise auch das c_p für die mittlere Temperatur gewählt werden. Dagegen liefert das vom Verfasser verwendete c_p für die tatsächliche Temperatur zu große Wärmewerte.

In dem Abschnitt über Wärmedurchgang und Wärmeausnutzung an Dampfkesselheizflächen sind die Wärmedurchgangszahlen für die Annahme: Wassertemperatur gleich Sättigungstemperatur, berechnet worden. Das ist gegenüber der früheren Berücksichtigung der Speisewassertemperatur nach allen neueren Versuchen wohl richtiger. Dagegen ist die Annahme, daß die Beanspruchung des Kessels möglichst gleich

[1]) Z. 1904 S. 906.

[1]) Nach der Formel von R. Linde (Mitt. Forschungsarbeiten Heft 21), die bis jetzt am meisten Glauben verdient, ist c_p nach Mallard und Le Chatelier für 1200° C um über 80 vH zu groß.

derjenigen für den besten Heizeffekt der Heizfläche zu machen sei, kaum zutreffend. Man käme hier praktisch auf viel zu niedrige Beanspruchungen.

Bei der Verschiedenheit des Wärmeüberganges innerhalb der Dampfkesselheizfläche verwendet der Verfasser den auch aus dieser Zeitschrift[1]) bekannten Versuch an einem Wasserrohrkessel. Merkwürdigerweise zieht er aus den Ergebnissen den Schluß, daß die Wärmedurchgangszahl k annähernd proportional mit dem Temperaturgefälle wachse. Wenn man die Durchgangszahlen in Abhängigkeit vom Temperaturgefälle aufzeichnet, erhält man keine gerade, sondern eine eigentümlich gekrümmte Linie, die für hohe Gefälle viel stärker ansteigt als für niedrige. Man wird also eher darauf geführt, daß der Einfluß der Strahlung in der Nähe der Feuerung sehr groß ist. Ob man mit Rücksicht auf die Richtigkeit der spezifischen Wärme noch weitere Schlüsse aus dem Versuche ziehen kann, erscheint mir zunächst zweifelhaft. Der Einfluß der Wasserbewegung wäre auffallend stark, oder es müßten die letzten Heizflächenelemente durch die Verrußung sehr viel an Wirksamkeit verlieren. Man kann sich hier vielleicht durch die Trennung der Gesamtdurchgangszahlen in die einzelnen Uebergangszahlen weitere Klarheit verschaffen.

Wertvoll ist in diesem Abschnitt noch der Hinweis, daß der Wärmedurchgang in hohem Maße von der Beschaffenheit des Wärmeträgers, also von der Kohle und den Verbrennungsverhältnissen, abhängt, wennschon der Einfluß des Wassergehaltes nicht so groß ist, wie man nach dem c_p von Mallard und Le Chatelier vermuten sollte.

Beim Wärmedurchgang im Dampfüberhitzer beschäftigt sich der Verfasser hauptsächlich mit dem Einfluß der Dampffeuchtigkeit. Beschreitet man für das Versuchsbeispiel den vorgeschlagenen Rechnungsweg unter Verwendung des Lindeschen c_p für Wasserdampf, so ergibt sich die Wärmeausnutzung des Ueberhitzers

ohne Berücksichtigung des Wassergehaltes zu 63,3 vH,
mit » » » » 72,5 ».

Dabei betragen die Rauchgastemperatur am Anfang der Heizfläche 841,6° C, der Schornsteinverlust 14,9 vH.

Bei diesen Verhältnissen erscheint der Wirkungsgrad von 72,5 vH viel zu hoch, indem der Restverlust nur 12,6 vH betragen, also nicht einmal den Verlust in der Feuerung erreichen würde. Der vorgeschlagene Weg zur Berücksichtigung der Dampffeuchtigkeit ist eben nicht allgemein gültig, höchstens noch für Heizflächenteile, an denen keine Flamme mehr vorhanden ist, also weder Nachbrennen noch starke Strahlung stattfindet. Auch hier können nur weitere Versuche die nötige Klarheit bringen.

Bei der Vorwärmerheizfläche ist zu dem früheren Versuche mit dem auffallend hohen $k = 17$ ein neuer Versuch mit $k = 6,7$ hinzugekommen. Die plötzliche starke Veränderung der Wärmebilanz gegen früher bei dem ersten Versuche spricht nicht für die Zuverlässigkeit des an sich unwahrscheinlichen Ergebnisses.

Die neuen Einfügungen bei der Beschreibung der Geräte für wärmetechnische Untersuchungen decken sich im allgemeinen mit den sonstigen Erfahrungen in dieser Hinsicht.

Bei der Bestimmung des Spannungsverlustes für die Rohrleitung befindet sich der Verfasser in einem Irrtum, wenn er allgemein voraussetzt, daß auch bei gleichbleibendem Querschnitt, außer der Druckhöhe für den Reibungswiderstand, zur Erzeugung (bezw. Erhaltung) der Geschwindigkeit noch eine besondere Druckhöhe aufzuwenden sei. Der Spannungsabfall zwischen zwei Punkten einer Leitung (von gleichbleibendem Durchmesser) wird nur durch den Reibungswiderstand verursacht. Dementsprechend sind die berechneten Spannungsabfälle zu groß, ganz abgesehen davon, daß auch der Leitungswiderstand mit $\lambda = 15 \times 10^{-8}$ wesentlich überschätzt wird, was allerdings zurzeit der Entstehung des Buches noch nicht genau bekannt war.

Im übrigen besitzt das Werk die früher schon hervorgehobenen Vorzüge. Der Verfasser hält sich nicht an hergebrachte Anschauungen, sondern schlägt selbständig neue Wege ein. Demgegenüber fallen kleine Irrtümer nicht sehr schwer ins Gewicht. **Dr. Berner.**

[1]) Z. 1904 S. 379.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Manuali Hoepli. Trazione a vapore sulle ferrovie ordinarie. Von G. Ottone. Mailand 1905, Ulrico Hoepli. 469 S. mit 88 Fig.

Desgl. Mattoni e pietre di sabbia e calce (Arenoliti). Von E. Stöffler. 232 S. mit 85 Fig. und 3 Tafeln. Preis 3 Lire.

Neumanns Orts- und Verkehrs-Lexikon des Deutschen Reiches. 4. Aufl. I. Teil: A bis L. Von Dr. M. Broesike und Direktor W. Keil. Leipzig und Wien 1905, Verlag des Bibliographischen Instituts. 640 S. mit einer Uebersichtskarte des Deutschen Reiches und 29 Städteplänen. Preis jedes Bandes 9,50 *M*.

Träger-Tabelle. Zusammenstellung der Hauptwerte der von deutschen Walzwerken hergestellten I- und ⊏-Eisen. Nebst einem Anhange: Die englischen und amerikanischen Normalprofile. Von G. Schimpff. München und Berlin 1905, R. Oldenbourg. 59 S. Preis 2 *M*.

Zwangläufige Regelung der Verbrennung bei Verbrennungsmaschinen. Von C. Weidmann. Berlin 1905, Julius Springer. 138 S. 8° mit 35 Fig. und 5 Tafeln. Preis 4 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

A new carbon filament. Von Howell. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 617/25*) Nach dem beschriebenen Verfahren werden die fertigen Kohlenfäden im elektrischen Widerstandsofen auf 3000 bis 3700° erhitzt, wodurch der Widerstand wesentlich vermindert wird.

Bergbau.

Notes on hydraulic mining practice. Von Grider. (Eng. News 20. Juli 05 S. 78/79*) Allgemein gehaltene Schilderung der Abteufverfahren in amerikanischen Erzgruben.

Dampfkraftanlagen.

Feed water heaters. Von Briggs. (Engineer 28. Juli 05 S. 77/78*) Theoretische Betrachtungen über die Anwendung von Vorwärmern. Erörterungen über die größere Verdampfungsfähigkeit des Kessels und den geringeren Kohlenverbrauch. Verschiedene Anordnung des Vorwärmers.

The Liége Exhibition. Forts. (Engineer 28. Juli 05 S. 84/86*) 75pferdige, einzylindrige Dampfmaschine von Lachaussée in Lüttich.

Modern economical steam engines and turbines. Forts. (Engineer 28. Juli 05 S. 78/79*) S. Zeitschriftenschau v. 22. Juli 05.

Genaue Konstruktion der Schieberdiagramme. Von Goldberger. (Dingler 22. Juli 05 S. 451/53*)

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. Forts. (Riga Ind. Z. 30. Juni 05 S. 141/47*) S. Zeitschriftenschau v. 20. Juli 05. Ermittlung der Wärmeverluste in den Rauchgasen. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

The deflection of continious rail-bearers. Von am Ende. Schluß. (Engng. 28. Juli 05 S. 101/03*) S. Zeitschriftenschau v. 5. Aug. 05.

Die Eisenbahnanlagen Bombays. Von Blum und Giese. (Z. Bauw. 05 Heft 7/9 S. 561/72* mit 2 Taf.) Lage der Zufahrtslinien und der Bahnhöfe. Anlagen der Bombay-Baroda- und Central-India-Eisenbahn und der Great Indian Peninsula-Eisenbahn.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 *M* pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 *M* pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Die Wechselstrombahn Murnau-Oberammergau. Von Ebnhart. Schluß. (El. Bahnen 27. Juli 05 S. 383/89*) Leitungsanlage. Betriebsmittel. Elektrische Ausrüstung der Wagen. Stromabnehmer. Hochspannungsausschalter. Stufenschalter. Transformatoren. Motoren. Führerstand.

The development of the single-phase railway system. (Engng. 28. Juli 05 S. 103/05*) Zusammenstellung der von der Westinghouse Co. eingerichteten Einphasenbahnen.

High-power surges in electric distribution systems of great magnitude. Von Steinmetz. (Proc. Am Inst. El. Eng. Juli 05 S. 575/93*) Mitteilung über eine 7stündige Betriebstörung auf der Manhattan-Bahn in New York und rechnerische Erörterung der Ursachen.

Die Gleisanlagen der japanischen Bahnhöfe. Von Blum und Giese. (Zentralbl. Bauv. 29. Juli 05 S. 383/86*) Grundformen der japanischen Bahnhöfe. Wiedergabe der Gleispläne mehrerer größerer Bahnhöfe.

Eisenhüttenwesen.

Das Eisenhüttenwesen im Jahre 1904. Von Neumann. (Glückauf 29. Juli 05 S. 961/71) Wirtschaftliches. Brikettieren von Eisenerzen. Roheisenerzeugung. Gießerei. Elektrische Eisen- und Stahlerzeugung.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The design of self supporting steel chimneys. Von Adams. (Eng. News 20. Juli 05 S. 64/66*) Anleitung zur Berechnung von Blechschornsteinen.

Elektrotechnik.

Einfache graphische Ermittlung des Spannungsabfalles bei Transformatoren. Von Hahnemann. (Elektrot. Z. 27. Juli 05 S. 700/01*)

Synchronous converters and motor-generators. Von Waters. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 767/82*) Vergleichende Betrachtungen über Wirkungsgrade und Wirtschaftlichkeit verschiedener Konstruktionen.

An experimental study of the rise of potential on commercial transmission lines due to static disturbances caused by switching, grounding etc. Von Thomas. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 705/42*)

Constant current mercury arc rectifier. Von Steinmetz. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 743/65*) Wirkungsweise des Cooper Hewitt-Gleichrichters. Versuche, Theorie und Berechnung.

Data relating to electric conductors and cables. Von Fisher. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 687/704*) Betriebserfahrungen an Starkstromleitungen. Widerstand. Kapazität. Isolation. Erwärmung.

Eddy currents in large slot-wound conductors. Von Field. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 659/86*) Ueber die Stromverluste in eisenumschlossenen Wechselstromleitungen.

Alternate current machinery. — Induction alternators. Von Stanley und Faccioli. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 627/48*) Untersuchung von Maschinen mit Wechselstromerregung. Versuchsergebnisse.

Erd- und Wasserbau.

Vergleichung von Schleusen und mechanischen Hebewerken. Von Prüsmann. (Z. Bauw. 05 Heft 7/9 S. 499/528* mit 2 Taf.) Schleusungsdauer bei Schleusen und Hebewerken. Bau- und Betriebskosten. Schluß folgt.

Feuerungsanlagen.

Zugvorgänge bei Feuerungsanlagen. Von Dosch. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 26. Juli 05 S. 284/86*) S. Zeitschriftenschau v. 5. Aug. 05.

Heizung und Lüftung.

The design of central station hot water heating systems. Von Hoffmann. (Eng. News 20. Juli 05 S. 75/77*) Abmessungen der Rohrleitungen. Anordnung der Umlaufpumpen, Kessel usw. Regulierung der Heizung. Betriebskosten.

Kälteindustrie.

Luftkühlanlagen für Arbeitsräume und Theater und die Luftkühlanlage in der Deutschen Bank in Berlin. Von Stetefeld. (Z. Kälte-Ind. Juni 05 S. 101/09*) Die Kühlanlage in der Deutschen Bank besteht aus 36 Kühlkörpern, in denen Brunnenwasser von 12° umläuft. Die Luft wird durch ein elektrisch angetriebenes Gebläse an diesen Kühlkörpern vorbeigeführt und in die Geschäftsräume gedrückt. Vorschläge für Theaterkühlanlagen.

Neuere Absorptionsmaschinen. Von Grüttke und Stetefeld. (Z. Kälte-Ind Juli 05 S. 121/33*) Versuch an der Maschine der Norddeutschen Eiswerke in Berlin. Wesen der Absorptionsmaschinen. Ergebnisse der Messungen. Auswertung der Ergebnisse.

Materialkunde.

Paper as protection for iron and steel. Von Barker. (Iron Age 20. Juli 05 S. 148/50*) Ergebnisse von vergleichenden Versuchen mit Papier und verschiedenen Anstrichfarben. Bei Anstrichen wurde häufig Rost unter der Farbe beobachtet.

Mechanik.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. (Dingler 29. Juli 05 S. 465/69*) Betrachtung der Bewegung unter der Einwirkung aller äußeren Kräfte. Forts. folgt.

Spannungen in prismatischen Röhren und Gefäßen mit vierseitigem Querschnitt. Von Wehage. (Dingler 22. Juli 05 S. 449/51* u. 29. Juli S. 469/72*) Theoretische Untersuchung der Beanspruchungen von Rohr- und Gefäßwandungen.

Meßgeräte und -verfahren.

The new Sargent steam meter. (Iron Age 20. Juli 05 S. 152/53*) Die Konstruktion des in Zeitschriftenschau v. 14. Jan. 05 erwähnten Dampfmessers der Sargent Steam Meter Co. in Chicago ist gegen früher etwas abgeändert.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicolson und Smith. Forts. (Engineer 28. Juli 05 S 80/81*) Normaldrehbank.

108-in. lathe for turning turbine rotors. (Engng. 28. Juli 05 S. 114* mit 1 Taf.) Bei der von Armstrong, Whitworth & Co. gebauten Drehbank läßt sich die Spitzenhöhe durch Einsetzen von Paßstücken von 1524 auf 2743 mm verstellen.

Semi-automatic hinge-milling machine. Von Shaw. (Am. Mach. 29. Juli 05 S. 46/48*) Die dargestellte Maschine fräst 60 bis 100 Scharnierhälften in der Minute. Die Stücke fallen aus einem Trichter in einen umlaufenden Behälter und werden an dem feststehenden Fräser vorbeigeführt.

Finding diameters of shell blanks. Von Zeh. (Am. Mach. 29. Juli 05 S. 60/62*) Schaulinien zur Ermittlung der Durchmesser bei gegebener Ziehtiefe und Wandstärke.

Machine for winding copper ribbon edgewise. Von Osterhom. (Am. Mach. 29. Juli 05 S. 56/57*) Ausführliche Darstellung von Konstruktion und Wirkungsweise der für Blechstreifen bis 35 mm Breite bestimmten Maschine.

Pumpen und Gebläse.

Test of a Risdon-Sulzer 6-inch centrifugal pump. (Am. Mach. 29. Juli 05 S. 51/52*) Wirkungsgrade und Druckhöhen bei verschiedenen Umlaufzahlen einer von den Risdon Iron Works in San Francisco gebauten zweistufigen Kreiselpumpe.

Untersuchung eines Capell-Ventilators auf Zeche Dorstfeld II/III. (Glückauf 29. Juli 05 S. 957/60*) Der von Dinnendahl gebaute Ventilator hat 4,5 m Dmr. und 1,6 m Breite und leistet 7000 bis 8000 cbm/min. Er wird von einer liegenden Verbundmaschine angetrieben. Ergebnisse der Versuche.

The Wellman-Seaver-Morgan air compressor. (Iron Age 20. Juli 05 S. 147*) Der dargestellte zweistufige Kompressor von 648 und 1016 mm Zyl.-Dmr. und 1524 mm Hub hat selbsttätige Einlaßventile Der Auslaß wird durch zwei hintereinander geschaltete Drehschieber gesteuert.

Schiffs- und Seewesen.

Submarine boats and their salvage. Von Bacon. (Engng. 28. Juli 05 S. 128/30*) Erörterung der Ursachen, durch welche Unfälle bei Unterseebooten eintreten können. Vorbeugungsmaßregeln. Rettungs- und Bergungsarbeiten.

The Institution of Naval Architects. Schluß. (Engng. 28. Juli 05 S. 105/11) Weiterer auszüglicher Bericht über die Sitzung und Meinungsaustausch.

Neuere Kesselanlagen mit Niclausse-Kesseln. Von Züblin. Forts. (Schiffbau 26. Juli 05 S. 853/60*) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05. Forts folgt.

Ueber die zweckmäßigste Stromart und Spannung für elektrische Schiffsanlagen. Von Grauert. (Schiffbau 26. Juli 05 S. 847/53*) Der Verfasser erläutert die Gründe, die für die Beibehaltung des Gleichstromes für Schiffszwecke maßgebend sind.

Straßenbahnen.

Die elektromagnetische Schienenbremse der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft. Von Funke. (El. Bahnen 24. Juli 05 S. 381/83*) Die dargestellte Bremse wird mit 6 bis 12 Magnetpolen ausgeführt und soll bereits bei 200 Motorwagen angewendet worden sein. Wirkungsweise und Bremskraft.

Verbrennungs- und Wärmekraftmaschinen.

Electric power from blast furnaces. Von Eyermann. (Iron Age 20. Juli 05 S. 150/51*) Allgemeine Betrachtungen über die Vorteile der Hochofengasmaschinen und die Gewinnung von gut verwendbarem Hochofengas.

Wasserkraftanlagen.

Druckschwankungen in Turbinenzuleitungsrohren. Von Budau. Forts. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 28. Juli 05 S. 433/37*) Standrohre. Sicherheitsventile. Zwangläufige Nebenauslässe. Durchflußturbinen. Schluß folgt.

Große moderne Turbinenanlagen. Von Zodel. Forts. (Schweiz. Bauz. 29. Juli 05 S. 61/64*) Beschreibung der Wasserkraftanlage an den Cauvery Falls in Indien.

Water-powers of the south-eastern Appalachian region. Von Perrine. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 05 S. 605/16) Die Betrachtungen erstrecken sich auf die Hydrologie und Meteorologie der Südstaaten. Nach Angabe des Verfassers sind hier 150 000 PS Wasserkräfte vorhanden.

Werkstätten und Fabriken.

Some Corliss engine tools. (Am. Mach. 29. Juli 05 S. 41/43*) Einrichtungen der Hardie-Tynes Works in Birmingham, Alabama. Vorrichtung zum Bohren der Zapfenlöcher in Kurbeln. Drehwerk für Schwungräder. Bohrmaschinen für Zylinder und Schiebergehäuse.

Zementindustrie.

The Ashland slag cement plant. (Iron Age 20. Juli 05 S. 141/43*) Die für 500 Faß Tagesleistung bemessene Anlage der Ashland Iron and Mining Company verarbeitet die auf ihrem eigenen Eisenwerk gewonnene, in einem großen Betonbehälter gekörnte Schlacke. Darstellung der von der Ruggles-Coles Engineering Co. in New York gebauten Trommelöfen.

Rundschau.

Die einzige Anlage von Hochofengasmaschinen in den Vereinigten Staaten, die der **Lackawanna-Werke** bei Buffalo, hat nicht die günstigen Ergebnisse gezeitigt, die man von ihr erwartet hatte; wenn das auch zum Teil nicht den Gasmaschinen zur Last fällt, so hat dieser Umstand doch hemmend auf die Einführung von Gasmaschinen bei andern Hüttenwerken gewirkt. In den Vereinigten Staaten werden gegen die Hochofengasmaschine noch mancherlei Gründe geltend gemacht, die wesentlich in den von den unsrigen sehr verschiedenen Betriebs- und Arbeiterverhältnissen liegen. Auch die Reinigung der Hochofengase macht bei den dort vorzugsweise zur Verwendung kommenden mulmigen Erzsorten größere Schwierigkeiten, als ursprünglich angenommen wurde, und

Fig. 1.
Schema der Gasreinigung.

Fig. 4
Leitung zu den Winderhitzern.

auf den Lackawanna-Werken hat man nachträglich eine **Gasreinigungsanlage**[1]) eingebaut, die ihrer Größe wegen beachtenswert ist. Die Einrichtungen für je zwei Hochöfen sind zusammengefaßt und zwischen diesen untergebracht; sie setzen sich aus Körtingschen Berieselungstürmen und Ventilatoren mit Wassereinspritzung zusammen. Der Arbeitsgang ist in Fig. 1 schematisch wiedergegeben; Fig. 2 und 3 zeigen die Anlage für zwei 700 t-Hochöfen. Das Gas wird an 3 Stellen der Gicht abgenommen und durch ein Standrohr in den Staubabscheider A, Fig. 1, geführt, der nur durch Verlangsamung der Geschwindigkeit wirkt. Derjenige Teil des Gases, der in den Winderhitzern W verbraucht wird, geht ohne weitere Reinigung dorthin (— — —-Leitung in Fig. 1). Diese Leitung, Fig. 4, hat nur noch an den Anschlüssen zu den Winderhitzern Staubsäcke, aus denen der sich infolge der Richtungsänderung abscheidende Staub abgezogen werden kann; eine eigentliche Reinigung macht also dieser Teil der Gase nicht durch. Alles Ueberschußgas, auch das zum Heizen der Kessel verwandte, wird gereinigt (———-Leitung, Fig. 1) und gelangt zunächst zu vier Berieselungstürmen, B_1 bis B_4, die mit Einlagen und Körtingschen Streudüsen ausgerüstet sind. Diese durchstreicht es der Reihe nach und kommt dann durch eine Hauptleitung zu den Ventilatoren V, in die wiederum Wasser

Fig. 5 bis 7. Anschluß der Ventilatoren.

eingespritzt wird. Nachdem es durch diese hindurchgegangen, verteilt sich das Ueberschußgas auf zwei getrennte Leitungen, die zu den Kesseln und zu den Gasmaschinen führen. Sämtliche Leitungen der für beide Hochöfen symmetrisch angelegten Reinigung sind von einem Ofen zum anderen durchgeführt, so daß einzelne Apparate zwecks Reinigung oder Ausbesserung ausgeschaltet werden können, ohne daß der Betrieb dadurch gestört wird. Die Ventilatoren sind in der Weise an die Leitung angeschlossen, Fig. 5 bis 7, daß für jeden von der gemeinsamen Zuleitung a ein senkrechtes Anschlußrohr b niedergeführt ist, das durch ein Ventil verschlossen werden kann. Hinter dem Ventilator gelangt das Gas in einen Trockner c, dessen innere Einrichtung in Fig. 8 dargestellt ist. Das Gas stößt zunächst auf eine aus senkrecht hintereinander gestellten ⊔-Eisen gebildete Wand s, die in Fig. 9 besonders dargestellt ist; daran werden die größeren Tropfen abgeschieden. Zwei im oberen Teil des Trockners eingebaute umgekehrte Trichter befördern die weitere Trocknung. Zwischen Standrohr und Trockner ist noch ein Verbindungsrohr d, Fig. 5, eingelegt, so daß die Gase um den Ventilator herum geführt werden können. Die Schieber s_1 bis s_3, Fig. 5 bis 7, haben durchweg 914 mm Dmr., nur die Schieber s_1 bei den beiden Ventilatoren V_1 und V_2 haben 1066 mm Dmr.; der Grund hierfür ist nicht ersichtlich. Zum Betrieb der Ventilatoren sind durchweg Drehstrommotoren gewählt; nur einer, V_4, hat einen Gleichstrommotor erhalten; auch hierfür ist der Grund in der Quelle nicht angegeben.

Fig. 8.
Trockner.

Fig. 9.
Scheidewand im Trockner.

[1]) The Engineer 13. Januar 1905 S. 33 und 2. Juni 1905 S. 558.

Fig. 2 und 3.
Gasreinigungsanlage der Lackawanna-Werke
bei Buffalo.

Betriebsergebnisse über diese Anlage stehen noch nicht zur Verfügung; im Herbst des vorigen Jahres waren die Hochöfen noch nicht angeblasen, sondern die Lackawanna-Werke begnügten sich noch mit den beiden kleineren Oefen zu je 300 t Tagesleistung, die sie von ihrem alten Werk in Scranton nach Buffalo übergeführt hatten; von den 700 t-Oefen, von denen vier aufgebaut waren, sind erst später, dem wachsenden Bedarf entsprechend, nacheinander zwei Stück angeblasen worden.

Die Reinigungsanlage an den beiden kleineren Oefen unterscheidet sich von der oben dargestellten dadurch, daß keine Berieselungstürme (B_1 bis B_4 in Fig. 1), sondern nur eine Anzahl in die Rohrleitung eingebauter Streudüsen vorhanden sind, s. Fig. 10 und 11. Von dem Staubsack A gelangt

Fig. 10 und 11.

Reinigungsanlage für die kleineren Oefen.

das Gas durch ein Rohr, in das der Stromrichtung des Gases entgegen 12 Streudüsen eingesetzt sind, in den Behälter B und aus diesem durch ein Rohr, in dem sich weitere 26 Streudüsen befinden, zu den Standrohren, die zu den Ventilatoren V führen. Nachdem es durch die Ventilatoren hindurchgegangen, strömt das Gas durch Trockner und verteilt sich in gleicher Weise, wie oben beschrieben, auf Gasmaschinen und Kessel. Ueber die Wirksamkeit dieser bereits einige Zeit in Betrieb befindlichen Gasreinigung wird mitgeteilt, daß der Staubgehalt des Gases auf 0,043 bis 0,035 g/cbm herabgedrückt wird. Es sollen auch Vorkehrungen getroffen sein, um zwei Ventilatoren hintereinanderschalten zu können.

Fr. Frölich.

Ueber die **Fortschritte der amerikanischen Eisenbahnen im letzten Vierteljahrhundert** hat S. Whinery auf dem letzten Internationalen Eisenbahnkongreß in Washington berichtet [1]). Der Redner hob zunächst hervor, daß die 25 Jahre von 1878 bis 1903 keine Umwälzung auf irgend einem Gebiet des Eisenbahnwesens hervorgebracht haben, sondern nur der Ausbreitung des Eisenbahnverkehrs und der Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Eisenbahnen gewidmet waren. Die Länge der im Betrieb befindlichen Eisenbahnlinien hat von rd. 131000 km im Jahre 1878 auf 333000 km im Jahre 1903 zugenommen. Das darin angelegte Kapital ist von 19350 Mill. ℳ auf rd. 55000 Mill. ℳ gestiegen.

Die größte Tätigkeit haben die Eisenbahnverwaltungen auf dem Gebiete der Streckenführung, der Beseitigung zu großer Steigungen und Krümmungen, entfaltet. Man hatte erkannt, daß der Schnelligkeit der Beförderung durch scharfe Steigungen eine sehr enge Grenze gesetzt wird, und daß eine und dieselbe Lokomotive unter sonst gleichen Verhältnissen auf einer Steigung von 0,6 vH um die Hälfte mehr ziehen kann, als auf einer Steigung von 1 vH. Mit dem Anwachsen des Verkehrs, insbesondre des Güterverkehrs haben daher die Eisenbahnen große Summen auf den Umbau ihrer Linien verwendet, in einzelnen Fällen ganz neue Strecken verlegt und die früheren aufgelassen.

Ein weiteres Merkmal des Fortschrittes bildet die ausgedehnte Verbreitung flußeiserner Eisenbahnschienen, begünstigt durch den Aufschwung der amerikanischen Bessemer- und Siemens-Martin-Flußeisenerzeugung und die Verbilligung der Eisenpreise. Im Jahre 1878 war nur ein ganz geringer Teil des Eisenbahnnetzes mit Flußeisenschienen ausgerüstet, deren Marktpreis 178,5 ℳ für 1 t betrug. Heute sind die Flußeisenschienen fast überall im Gebrauch und ihr Preis beträgt nicht mehr als 118 ℳ für 1 t. Weitere Verbesserungen des Eisenbahnoberbaues in diesem Zeitabschnitt sind: die Verminderung der Schwellenabstände, die Verbesserung der Weichen und Herzstücke und der Ersatz der alten hölzernen durch eiserne Eisenbahnbrücken.

Bemerkenswert ist ferner die Zunahme der Abmessungen und der Leistungsfähigkeit der Lokomotiven. Vor 25 Jahren waren eine Personenzuglokomotive von 35 t oder eine Güterzuglokomotive von 45 t noch bedeutende Ausführungen. Heute sind Maschinen, die 60 und 85 t wiegen, keine Seltenheit mehr. Daneben hat man aber auch ihre Wirtschaftlichkeit erhöht. Grundlegend hierfür waren Verbesserungen in der Konstruktion der Feuerbüchsen und der Steuerungen, insbesondre aber die Einführung des Verbundbetriebes.

Bei den Güterwagen lassen sich ähnliche Fortschritte feststellen. Im Jahre 1872 wog ein Güterwagen etwa 9,5 t bei einer Ladefähigkeit von 10 bis 11 t, der heutige Güterwagen dagegen wiegt 15 bis 18 t und trägt 30 t und mehr; und der eiserne Güterwagen für Kohle oder Erz wiegt 16 bis 19 t bei 50 t Ladegewicht. Im Vergleich zur Ladefähigkeit ist also das tote Gewicht beträchtlich vermindert worden. Im Jahre 1903 waren mehr als 80 vH aller amerikanischen Güterwagen mit Druckluftbremsen und etwa 98,5 vH mit selbsttätigen Kupplungen ausgerüstet. Die Verbesserung des rollenden Gutes drückt sich besonders deutlich in dem Aufwand für Lokomotivausbesserungen aus, die auf einer Hauptlinie von 24 Pfg/km im Jahre 1870 auf 18,2 Pfg/km im Jahre 1902 abgenommen haben. Wenn trotzdem die Verzinsung des insgesamt in den Eisenbahnen angelegten Kapitales im Mittel kaum 3 vH erreicht, so liegt das vornehmlich daran, daß mit der Steigerung des Verkehrs auch die Tarife erheblich vermindert worden sind. Im Jahre 1878 hat z. B. die Eisenbahnfracht 3,28 Pfg für 1 tkm betragen, während sie im Jahre 1903 auf 2,05 Pfg heruntergegangen ist. Aehnlich verhält es sich auch mit den Fahrpreisen für Personen. Die aus der Verbesserung der Eisenbahnen erzielten wirtschaftlichen Vorteile sind daher in großem Maße der Allgemeinheit zugute gekommen.

Der von der französischen Regierung unternommene **Bahnbau an der algerisch-marokkanischen Grenze**, s. Figur, schreitet trotz aller marokkanischen Wirren vorwärts. Bereits im Jahre 1902 führte die Linie, die ihren Ausgangspunkt in Oran mit einer Abzweigung nach Arsew am Mittelländischen Meer hat, bis in die Nähe der großen marokkanischen Oase Figig. Von Beni Unif, dem Figig beherrschenden Zugang, ist der Bahnbau bis zum Oberlauf des Kherua und weiter nach Wakda vorgeschritten. Der Verkehr bis zu diesem Punkt ist

unlängst aufgenommen worden. Anscheinend besteht die Absicht, die Linie weiter bis nach Tafilet, der großen und bedeutendsten Oase im südlichen Marokko, zu verlängern, um den bisher schwierigen Verkehr auf den schlechten Karawanenwegen Marokkos nach Algier abzuleiten. Die Entfernung von Wakda bis nach Tafilet beträgt nur noch rd. 200 km, während die in den letzten beiden Jahren gebaute Strecke von Aïn Sefra bis Wakda rd. 450 km lang ist. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 26. Juli 1905)

»The Engineer« [1]) bringt die Mitteilung, daß das russische **Linienschiff »Orel«** in der Seeschlacht bei Tsushima **von** 43 34,4 cm-Geschossen getroffen sei. Nachdem das Schiff durch die Japaner genommen war, wurde festgestellt, daß seine Beschädigungen trotzdem nicht sehr bedeutend waren. Wenn diese Nachricht zutreffend ist, würde sie die früheren in dieser Zeitschrift [2]) gezogenen Folgerungen über die Ueberlegenheit des Panzers gegenüber der Artillerie in dem gegenwärtigen Kriege bestätigen.

An einer **Curtis-Turbodynamo von 2000 KW** Leistung sind vor kurzem von F. Sargent und L. A. Ferguson **Verbrauchsversuche** angestellt worden [3]). Die im Jahre 1903 er-

[1]) Transport and Railroad Gazette 2. Juni 1905.

[1]) 28. Juli 1905 S. 96.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 145

[3]) Electrical World and Engineer 22. Juli 1905.

baute vierstufige Turbine ist in Verfolg von Versuchen im vorigen Jahre mit neuen Schaufelrädern versehen worden, um ihren Dampfverbrauch zu vermindern. Sie stimmt — mit Ausnahme von einigen baulichen Aenderungen, die später eingeführt worden sind —, mit den heute fabrikmäßig hergestellten Konstruktionen überein. Ein Leerlaufversuch bei 10,82 at Ueberdruck, 93,5 vH Luftleere und 69 Ueberhitzung hat 516 kg/st Dampfverbrauch ergeben. Die Ergebnisse der Versuche bei abnehmender Belastung sind nachstehend zusammengestellt:

Belastung	KW	2037,7	1066,7	555,0
Dauer des Versuches	min	75	55	60
Dampfüberdruck	at	11,43	11,91	10,89
Luftleere	vH	94,75	95,1	95,0
Ueberhitzung	°C	97	49	95,5
Dampfverbrauch	kg/KW-st	6,8	7,4	8,2

Die New York Edison Company, die bereits über ein großes Kraftwerk am East River in New York verfügt, beabsichtigt, daneben ein neues Kraftwerk zu errichten, worin **Westinghouse-Parsons-Dampfturbinen von 7500 KW Leistung** aufgestellt werden sollen. Das alte Kraftwerk enthält 11 stehende Dreizylinder-Dampfmaschinen, Bauart Westinghouse, die je 6500 PS leisten und mit 3500 KW-Stromerzeugern gekuppelt sind. Außerdem sind erst vor kurzem zwei 5000 KW-Curtis-Turbodynamos aufgestellt worden. Die beiden neuen 7500 Turbodynamos sollen auf der bemerkenswert geringen Fläche von 76,5 qm untergebracht und um 50 vH überlastet werden können. Sie werden mit rd. 12 at Dampfdruck, 96 vH Luftleere und 40° Ueberhitzung arbeiten und sollen 7,25 kg/KW-st Dampf verbrauchen. Die Drehstromerzeuger machen 750 Uml./min und liefern Strom von 6600 V Spannung und 25 Per./sk. Sie sollen mit einer besondern Ummantelung versehen werden, durch die man das eigenartige Summen der Stromerzeuger bei hoher Geschwindigkeit vermeiden will. (Electrical World and Engineer 22. Juli 1905)

Von der Findigkeit eines amerikanischen Arbeiters weiß der »American Machinist«[1]) zu erzählen. In einer Werkstatt befindet sich eine schnellaufende **Drehbank**, auf der kleine Stücke bearbeitet werden, so daß die Bank sehr häufig angehalten werden muß. Da hat sich denn der Dreher eine **Druckluftbremse** konstruiert, die er an die durch die ganze Werkstatt laufende Druckluftleitung anschloß. Er legte um einen Hals von etwa 19 mm Breite, der sich am Ende des Stufenkegels befand, ein eisernes Bremsband, das innen mit Leder belegt war, und befestigte einen kleinen Druckluftzylinder am Bett der Drehbank, dessen Kolben mit der Bremse verbunden wurde. Sobald er den Riemen ausrückt, faßt er gleichzeitig einen Hebel, der einen Hahn öffnet und Druckluft hinter den Kolben treten läßt.

Die **Aeltesten der Kaufmannschaft von Berlin** haben einen Preis von 2500 ℳ ausgesetzt für die beste Arbeit über **die wirtschaftliche Entwicklung des Warrantverkehrs in den europäischen und amerikanischen Ländern**. Die Preisarbeiten sind bis zum 1. April 1907 bei dem Bureau der genannten Körperschaft, Berlin C., 2, Neue Friedrichstr. 51, einzureichen. Anlaß zu dem Preisausschreiben ist die Absicht der Stadt Berlin, große Speicheranlagen zu errichten. Für die Industrie haben vornehmlich die Lagerscheine für Roheisen Bedeutung, deren Benutzung in den Vereinigten Staaten durch die American Pig Iron Storage Warrant Co. in Verbindung mit der Farmers Loan & Trust Co., New York, und in Großbritannien durch das Lagerhaus von Connal & Co., Glasgow, in ausgedehntem Maße eingeführt ist, was namentlich in England einen sehr großen Einfluß der Börsenspekulation auf den Eisenhandel zur Folge hat.

Die **Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung** in Frankfurt a. M. hat in Verbindung mit der Kölner Handelshochschule einen 12tägigen **Vortragskursus** für Ingenieure, Chemiker und Beamte industrieller Unternehmungen eingerichtet, der in der Zeit vom 2. bis 14. Oktober in Essen a. d. Ruhr abgehalten werden wird. Es sind folgende Vorträge in Aussicht genommen: Rechtsanwalt Dr. Fischer: Die Rechtsverhältnisse der Aktiengesellschaften; Oberlandesgerichtsrat Dr. Neukamp: Der Schutz des gewerblichen Eigentums; Dozent Schmalenbach: Buchführung und Bilanzwesen; Oberlehrer Leitner: Selbstkostenwesen; Professor Dr. Schumacher: Die Grundzüge des Bankwesens; Professor Dr. Wiedenfeld: Die Organisation des Weltverkehrs und die Verkehrspolitik der führenden Kulturstaaten; Professor Dr. Eckert: Handelspolitik; Dr. Stein, Vorstand des Sozialen Museums: Fabrikorganisation; kgl. Gewerbeinspektor Wauer: Gewerbehygiene. Anfragen und Anmeldungen sind an die Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung, Frankfurt a/M., Kettenhofweg 26, zu richten.

[1]) 22. Juli 1905 S. 32.

Für das Großherzogtum Baden ist eine Verordnung erlassen worden dahingehend, daß die **Abiturienten der Gymnasien, Realgymnasien und Oberrealschulen** hinsichtlich der Zulassung zu allen badischen Staatsprüfungen **gleichberechtigt** sein sollen. Hieraus ist zu schließen, daß die in einem früheren Gutachten der Technischen Hochschule in Karlsruhe geäußerte Anschauung[1]), die Abiturienten der Oberrealschulen eigneten sich nicht für den höheren Staatsdienst, endgültig fallen gelassen ist.

Am 29. und 30. Juli d. J. hat das **eidgenössische Polytechnikum in Zürich sein 50jähriges Bestehen** gefeiert. Die Entwicklung der Anstalt läßt sich in kürzester Weise durch die Tatsache kennzeichnen, daß im ersten Semester 250 Studierende eingeschrieben waren, während in dem jetzt zu Ende gehenden Sommersemester 1300 Studierende gezählt wurden. Der Besuch des Polytechnikums durch Ausländer ist besonders rege. Die Pflege der technischen Wissenschaften in Deutschland ist mit der Züricher Anstalt durch vielfache Beziehungen verbunden; haben doch manche deutsche Ingenieure in Zürich studiert oder sind dort als Lehrer tätig gewesen. Es sei nur an die Namen Clausius, Kohlrausch, Reuleaux, Zeuner und Culmann erinnert. Aus Anlaß der Feier hat die philosophische Fakultät der Universität Zürich eine Anzahl von Ehrendoktoren ernannt, unter denen sich auch Prof. Schröter, München, ein ehemaliger Schüler des Polytechnikums in Zürich, befindet. Ferner war mit der Feierlichkeit eine Delegiertenversammlung des schweizerischen Ingenieur- und Architektenvereines verbunden.

Die soeben veröffentlichte Promotionsordnung für die Erteilung der Würde eines **Doktor-Ingenieurs** an der kgl. Sächs. Technischen Hochschule zu Dresden enthält in § 3 die folgenden bemerkenswerten Bestimmungen über ein Zusammenwirken mit der **kgl. Bergakademie zu Freiberg**:

»Gehört der Gegenstand der Dissertation in das Lehrgebiet der Bergakademie zu Freiberg, so treten die folgenden besondern Vorschriften in Kraft:

1) Der Senat der Technischen Hochschule wird für das gesamte Promotionsverfahren durch den — vom Eingange der Dissertation unter Angabe ihres Gegenstandes zu benachrichtigenden — Rektor der Bergakademie und durch zwei weitere Mitglieder des bergakademischen Senates verstärkt; doch kann deren Teilnahme an den Senatsbeschlüssen auf schriftlichem Wege erfolgen.

2) Die Bergakademie nimmt für das weitere Promotionsverfahren dieselbe Stellung ein, wie sie den Kollegien zweier Abteilungen, nämlich

a) für Berg-Ingenieure und Markscheider einerseits,

b) für Hütten- und Eisenhütten-Ingenieure anderseits,

im Verbande der Technischen Hochschule zustehen würde; doch können die in dieser Promotionsordnung dem Abteilungskollegium zugewiesenen Geschäfte, soweit sie in Freiberg zu erledigen sind, dem Professorenkollegium der Bergakademie übertragen werden.

3) Der gemäß Ziffer 1 verstärkte Senat überweist das Promotionsgesuch, wenn kein Bedenken vorliegt, dem bergakademischen Senate zur weiteren Behandlung in einer der beiden zu 2 bezeichneten Abteilungen.

4) Die Prüfungskommission wird bei der Bergakademie in der Weise gebildet, daß der bergakademische Senat zwei Mitglieder und der (unverstärkte) Senat der Technischen Hochschule ein Mitglied — der Regel nach als Korreferenten, dann aber, wenn die Technische Hochschule dieses Amt durch einen ihrer Professoren zu besetzen Bedenken trägt, ausnahmsweise als Vorsitzenden — abordnet; dieses Mitglied nimmt auch an dem ferneren Promotionsverfahren in Freiberg teil.«

Das fernere Promotionsverfahren ist demjenigen an der technischen Hochschule im allgemeinen gleich; nur bestehen noch besondre Bestimmungen über die zu der mündlichen Prüfung einzuladenden Stellen und über das Diplom, das in vorliegenden Fällen auch am schwarzen Brett des bergakademischen Senates ausgehängt wird.

Berichtigung.

Z. 1905 S. 1255 r. Sp. Z. 8 v. o. lies Wilhelm Rothe & Co. statt Ww. Roble & Co.

[1]) Z. 1897 S. 680.

Patentbericht.

Kl. 47. Nr. 159789. Wechsel- und Wendegetriebe. E. Bannies, Hamburg. Zum Antreiben zweier (Boots- oder Schiffs-) Wellen c, c_1 sind auf zwei durch eine gemeinsame, von einer Maschine m angetriebene Welle verbundenen Planscheiben a, a_1 zwei in Armen d, d_1 gelagerte Reibräder b, b_1 so angeordnet, daß durch Trethebel f, f_1 und Keile k, k_1 eine oder beide Reibräder ausgerückt und durch Handhebel i, i_1 und Zahnbogengetriebe hg, h_1g_1 für gleiche oder verschiedene Vor- oder Rückwärtsgeschwindigkeit in demselben oder in entgegengesetztem Drehsinne eingestellt werden können.

Kl. 47. Nr. 160214 (Zusatz zu Nr. 152868, Z. 1904 S. 1515). **Dampfventil.** A. Kumpfmiller, Hemer i/W. Um die Bildung von abdichtendem Niederschlagwasser zwischen den beiden Abschlußkörpern a, c zu beschleunigen und zu verstärken, ist der Raum b durch einen Rohrstutzen d mit einem Behälter f verbunden, worin sich der durch a nach b, d, f verschlichene Dampf abkühlt.

Kl. 47. Nr. 159999. Kurbelwelle mit Kugel- oder Rollenlager. R. Conrad, Berlin. Die aus einem Stücke bestehende gekröpfte Welle a wird an den Lagerstellen b, c, d . . . durch Füllstücke e ergänzt, damit die Wellen- oder Pleuelstangenlager f oder deren Innenringe vor dem Einschieben von e anstandslos über a geschoben und dann auf de warm aufgezogen werden können. Die Füllstücke können geteilte Ringe sein, werden aber besser in Sattelform e ausgeführt, um durch die exzentrische Lage des Lagers def den Kurbelarm zu verkürzen.

Kl. 47. Nr. 159959. Rollen- und Kugellager. H. v. Hillcoat, Ancherst (Kanada). Der dünnwandige Führungskäfig f hat zur Aufnahme von Rollen r zwei Gruppen von Längsschlitzen s, s_1, die gegeneinander versetzt sind, und gleichzeitig zwischen je zwei Schlitzen jeder Gruppe eine oder mehrere Reihen langrunder Oeffnungen i zur Aufnahme von Kugeln k, so daß die Vorteile eines Rollen- und eines Kugellagers (große Tragfähigkeit und leichter Lauf) vereinigt sind.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Kraftwerk der Interborough Rapid Transit Co.

Unter Bezugnahme auf den Artikel über die neu aufgestellte Dampfturbine im Kraftwerke der Manhattan Railway Division auf S. 1215 Ihrer Zeitschrift vom 22. d. Mts. gestatte mir als ehemaliger Beamter der Manhattan Railway Company einige berichtigende Bemerkungen zu machen.

Die Manhattan Railway Company wurde von der Interborough Rapid Transit Company käuflich erworben, so daß letztere Gesellschaft über zwei große Kraftwerke verfügt. Das Kraftwerk am Fuße der 74. Straße dient zum Betriebe der Hochbahnlinien, während das Kraftwerk am Fuße der 54. Straße zum Betriebe der Untergrundbahn-Linien dienen soll. Beide Kraftwerke erzeugen Drehstrom von derselben Netzspannung und Periodenzahl, so daß im Falle der Not der Strom des einen Kraftwerkes zur Unterstützung des andern Werkes dienen kann. Auf diese Weise bildet also das eine Kraftwerk eine Reserve für die andre Zentrale, so daß der Betrieb auf den Hochbahn- bezw. auf den Untergrundbahn-Linien auch im Falle von Betriebsunfällen in dem einen Kraftwerke keine Störung zu erfahren braucht.

Eine Umgestaltung des Kraftwerkes am Fuße der 74. Straße ist nicht beabsichtigt. Die Räumlichkeiten desselben waren von vornherein für 9 Maschineneinheiten vorgesehen. Zum Betriebe gelangten aber zunächst 8 Einheiten von je 8000 PS_e normaler Leistung, die für die Belastung im Anfang vollkommen ausreichten. Später stellte sich die Leistung als ungenügend heraus, und zwar aus folgenden Gründen: Auf der 3. Avenue wurde die Zahl der einen Zug bildenden Wagen von 4 auf 6 und 7 erhöht, so daß schwere Züge in Betracht kamen. Außerdem wurde die Zahl der gleichzeitig laufenden Züge vermehrt. Ferner wurde das Kraftwerk zur Unterstützung des Untergrundbahn-Kraftwerkes, welches noch nicht ausgebaut ist, herangezogen.

Um nun zu diesem Zwecke das Manhattan-Kraftwerk leistungsfähiger zu machen, wurde die Aufstellung der auf S. 1215 näher besprochenen Dampfturbine beschlossen. Man wollte damit gleichzeitig Erfahrungen bezüglich Oekonomie und Betrieb von Dampfturbinen in Bahnzentralen sammeln. Aus leicht begreiflichen Gründen stand man der Einführung von mehrtausendpferdigen Dampfturbinen im Bahnbetriebe anfangs etwas skeptisch gegenüber, um so mehr, da die in den beiden Kraftwerken der Interborough Rapid Transit Company laufenden 8000 PS_e-Allis-Chalmers-Dampfmaschinen zu Klagen hinsichtlich Oekonomie, Sicherheit und Parallellaufen wenig Anlaß boten.

Hochachtungsvoll

Berlin, den 24. Juli 1905. Gustav W. Meyer.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

Klemperer: Versuche über den ökonomischen Einfluß der Kompression bei Dampfmaschinen.

Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Stahlguß bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Nachträge zu S. 186.

Vorstandsrat.

Dresdener B.-V.

H. Scheit, Sächs. Geh. Hofrat, Professor a. d. Techn. Hochschule, Dresden-Strehlen, Königsteinstr. 1.

Walter Meng, Oberingenieur d. städt. Elektrizitätswerke, Dresden, Am See 2.

Stellvertreter: sämtliche Vorstandsmitglieder des Bezirksvereines.

Vorstände der Bezirksvereine.

Dresdener B.-V.

Vorsitzender: **M. Buhle,** Professor a. d. Techn. Hochschule, Dresden-A., George Bährstr.

Stellvertreter: **O. Koritzky.**

Verwaltungsschriftführer: **O. Barnewitz,** Fabrikbesitzer, Dresden-A., Falkenstr. 22.

Protokollschriftführer: **E. Lewicki.**

Kassierer: **C. Buschkiel,** Oberingenieur, i/Fa. Metall- u. Glimmerwarenfabrik Mica, Dresden-A.

Archivar: **O. Hildebrand.**

Beisitzer: **B. Masing.**

Mittelrheinischer B.-V.

Anstelle des Hrn. Kind verwaltet Hr. **Susewind** das Amt des ersten Schriftführers.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 33. **Sonnabend, den 19. August 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.[1)]

Von Bruno Loewenherz und A. H. van der Hoop.

Von den Verlusten, die in elektrischen Maschinen auftreten, sind die durch Wirbelströme in den Ankerleitern verursachten bisher sehr wenig untersucht worden. Bis vor nicht allzulanger Zeit lag ein Bedürfnis hierzu auch nicht vor. Erst als hohe magnetische Beanspruchungen, also große Kraftliniendichten in den Ankerzähnen üblich wurden, traten diese Verluste in verstärktem Maß auf, so daß heute für den Bau von Maschinen das Verlangen nach Unterlagen zur Berücksichtigung der Verluste dringend geworden ist. Nur eine eingehendere Untersuchung über den Gegenstand ist bisher bekannt geworden[2)], die sich mit einem besondern Falle der Praxis befaßt. Um weiteres Material zu dieser Frage zu schaffen, ist auf Anregung des Hrn. Prof. Gisbert Kapp die vorliegende Untersuchung unternommen worden. Dank dem Entgegenkommen der Herren Prof. W. Wedding und Geh. Reg.-Rat A. Slaby konnten die notwendigen Versuche im Elektrotechnischen Laboratorium der Technischen Hochschule Berlin ausgeführt werden, nachdem der Verein deutscher Ingenieure Geldmittel dazu gewährt hatte.

Die Grundlagen der Aufgabe.

Es mögen zunächst die Gründe klargestellt werden, warum eine starke magnetische Beanspruchung der Ankerzähne einen großen Wirbelstromverlust in den Ankerleitern, die die Nuten zwischen den Zähnen ausfüllen, zur Folge hat. Soll insgesamt eine große Kraftlinienzahl vom Magnetpol in den Anker übertreten, so wird die Kraftliniendichte pro qcm des Zahnquerschnittes, die Zahninduktion, hoch. Nun zeigt der bekannte Verlauf der Magnetisierungskurve des Eisens, daß bei hohen Kraftliniendichten sehr große erregende Kräfte aufzuwenden sind, um den Kraftfluß durch das Eisen zu treiben. Die erregende Kraft, gemessen in Amperewindungen pro cm des Kraftlinienweges, die die Zähne erfordern, wird daher außerordentlich hoch, sobald die Zahninduktion Größen von 18000 bis 24000 Kraftlinien pro qcm und darüber erreicht, wie heute üblich.

Die hohe Zahn-Amperewindungszahl kommt nun nicht allein den Zähnen, sondern auch den Nuten zwischen ihnen zugute, da beide in magnetischer Parallelschaltung liegen. Während bei kleinen erregenden Kräften, wie sie für geringe Zahninduktion aufzuwenden sind, das Nutenfeld kaum in Betracht kommt, wird es bei hohen Zahninduktionen infolge der großen erforderlichen Zahn-Amperewindungszahl sehr stark. Von der Größe des Nutenfeldes, der Nuteninduktion, ist nun der Wirbelstromverlust abhängig. Fig. 1 zeigt einen starken massiven Kupferleiter in einer Nut. Denkt man sich einen solchen Stab durch eine in sich geschlossene Spule aus starkem Draht mit der Windungsebene senkrecht zur Kraftlinienrichtung ersetzt[1)], so läßt sich die Entstehung der Wirbelströme leicht einsehen. Denn in der Spule, die den größten Teil aller im Nutenfelde verlaufenden Kraftlinien

Fig. 1. Kupferleiter in einer Nut.

umschließt, werden bei der Bewegung des Feldes, d. h. dem Umlauf der Magnete, elektromotorische Kräfte induziert, die in der Spule bezw. in den äquivalenten Längsschnitten des Stabes Ströme erzeugen; in Fig. 1 ist der ungefähre Verlauf dieser Wirbelströme eingezeichnet.

Um den Wirbelstromverlust zu verringern, teilt man die Kupferstäbe in mehrere kleinere, in derselben Nut nebeneinanderliegende Stäbe, die dem Nutzstrom denselben Ohmschen Widerstand entgegensetzen wie der ungeteilte Stab. Die Teilung muß derart erfolgen, daß jeder Teilstab nur einen Teil der vom ganzen Stab umschlossenen Kraftlinienzahl enthält, falls die Kraftlinien in der Längsrichtung der Nut verlaufen, wie in Fig. 1, also in der Ebene parallel zu den Kraftlinien und in der Achsenrichtung der Stäbe.

[1)] Ausführlich werden die Ergebnisse dieser Versuche in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 28 veröffentlicht.

[2)] S. Ottenstein: Das Nutenfeld in Zahnarmaturen und die Wirbelstromverluste in massiven Armatur-Kupferleitern, Sammlg. elektr. Vortr. V. Bd. 5. Heft 1903.

[1)] Die Spulenwindungen verlaufen wie die in Fig. 1 in den Stab eingezeichneten Pfeillinien.

Aufgabe der Untersuchung war es, in einem bestimmten Falle festzustellen, welche Beziehung zwischen den Wirbelstromverlusten und der magnetischen Beanspruchung einerseits besteht, und anderseits, in welcher Weise die Verluste von der Unterteilung des Kupfers abhängen.

Die Versuchseinrichtung.

Für die Versuche wurde nicht eine Maschine, sondern ein von Hrn. Kapp vorgeschlagener Versuchskörper benutzt, der aus Blechen, wie Fig. 2 sie zeigt, aufgebaut ist. In dem Mittelstege des ähnlich einem Manteltransformator geformten Eisenkörpers sind Aussparungen vorgesehen, welche die Nuten eines Lochankers ersetzen. In den dazwischen liegenden schmalen Stegen tritt bei geeigneter Erregung eine sehr hohe magnetische Induktion auf, weshalb sie als Ersatz der magnetisch stark beanspruchten Ankerzähne angesehen werden können. In die Nuten einsenkbare Kupferstäbe entsprechen den Ankerleitern von Maschinen. Fig. 3 und 4 stellen den mit seiner Stromspule in ein Holzgestell eingebauten Versuchskörper dar. Zur Erregung diente Wechselstrom von 50 Perioden. Das so entstehende Wechselfeld ersetzt somit das bei Maschinen um den Anker kreisende Magnetfeld. Die untersuchten Kupferprofile zeigt Fig. 5. Derselbe die ganze Nut einnehmende Gesamtquerschnitt ist in verschiedener Weise unterteilt und schließlich auch durch ein Doppelseil ausgefüllt.

Fig. 2. Blechtafel des Versuchskörpers.

Fig. 3 und 4. Versuchskörper.

Fig. 5. Kupferprofile.

Zur Aufklärung über das kennzeichnende magnetische Verhalten des Versuchskörpers waren zunächst einige Nebenmessungen erforderlich. Maßgebend für den Wirbelstromverlust sind die maximalen Werte der erregenden Amperewindungen und der Nutenfelder; daher mußte durch Aufnahme der Kurve des Erregerstromes dessen Maximalwert ermittelt werden, woraus auch derjenige der Amperewindungen folgt. Um die Induktion in den die Ankerzähne ersetzenden Eisenstegen zu erhalten, wurden Prüfspulen um die Zähne gewickelt und die darin induzierten elektromotorischen Kräfte, die nur von den Kraftlinien in den Stegen herrühren, gemessen. In ähnlicher Weise wurden auch die Kurven der vom Nutenfelde induzierten elektromotorischen Kräfte bestimmt.

Die Theorie des Untersuchungsverfahrens.

Die Wirbelstromverluste sind nach einem kalorimetrischen Verfahren ermittelt worden. Da sich nämlich der ganze durch Wirbelströme verlorene Effekt in Wärme umsetzt, so ist er in dieser Form auch unmittelbar der Messung zugänglich. Die in einem Körper entwickelte Wärmemenge wird stets zu einem Teile zur Temperatursteigerung verwendet, zum andern Teil nach außen abgeführt. Es gilt, diese beiden Teile zu bestimmen, wenn man die entwickelte Wärme feststellen will. Was zur Temperatursteigerung gebraucht wird, stellt sich, falls der Körper nahezu dieselbe Temperatur in all seinen Teilen aufweist, als das Produkt aus Temperaturerhöhung und Wasserwert des Körpers dar. Schwieriger ist die Bestimmung der nach außen abgeführten Wärmemenge. Aus aufklärenden Versuchen hat sich jedoch die auch grundsätzlich bemerkenswerte Tatsache ergeben, daß für den untersuchten Fall, bei dem die Kupferfüllung einer Nut ganz von der Außenluft abgeschlossen und größtenteils von Eisen umgeben ist, die von dem Körper insgesamt abgeführte Wärme stets proportional dem Temperaturunterschied zwischen Kupfer und einem beliebigen Punkte der umschließenden Wandung gesetzt werden kann. Bezeichnen z. B. $\overline{\Delta_1 T}$, $\overline{\Delta_2 T}$, $\overline{\Delta_3 T}$ usw. zu gleicher Zeit auftretende Temperaturunterschiede zwischen dem erwärmten Körper und den Punkten 1, 2, 3 usw. der wärmeabführenden Wandung, so wird die in der Zeiteinheit abgeführte Wärme S stets ausgedrückt durch

$$S = K_1 \overline{\Delta_1 T} = K_2 \overline{\Delta_2 T} = K_3 \overline{\Delta_3 T} \text{ usw.}$$

Allgemein ausgedrückt, wird daher in jedem Zeitelement dt die Wärme $K \overline{\Delta T} dt$ und innerhalb eines Zeitraumes $t_2 - t_1$ die Menge $K \int_{t_1}^{t_2} \overline{\Delta T} dt$ abgeführt. Es werde

weiter im Körper die Wärmemenge Q in der Zeiteinheit entwickelt, und es seien T_1 und T_2 die Temperaturen zu den Zeiten t_1 bezw. t_2; dann wird innerhalb des Zeitraumes $t_2 - t_1$ die Wärme $Q\,(t_2 - t_1)$ erzeugt und $cg\,(T_2 - T_1)$ für die Erwärmung gebraucht. Daher wird

$$Q = K\frac{\int_{t_1}^{t_2} \Delta T\,dt}{t_2 - t_1} + cg\frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1);$$

cg gibt den Wasserwert des Körpers an.

Diese Gleichung muß für die Wirbelstromerwärmung ein wenig verändert werden, da die Wärmeentwicklung hier nicht von der Zeit unabhängig ist. Denn infolge der Temperatursteigerung ändert sich die Leitfähigkeit des Kupfers und damit der Wirbelstromverlust. Dieser muß daher auf eine Normaltemperatur T_0 bezogen werden, und man erhält die Wirbelstromwärme Q_0 bei dieser Temperatur:

$$Q_0 = \left\{K\frac{\int_{t_1}^{t_2} \Delta T\,dt}{t_2 - t_1} + cg\frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1}\right\} \frac{A + T_0 + \frac{\int_{t_1}^{t_2} (T - T_0)\,dt}{t_2 - t_1}}{A + T_0} \quad (2).$$

A ist eine nur vom Leitermaterial abhängige Temperaturkonstante.

Wird die Erwärmung unterbrochen, so tritt Abkühlung ein. Aus dem Temperaturverlauf von Körper und Wandung innerhalb des Zeitraumes $t_2 - t_1$ ergibt sich dann

$$K = cg\frac{T_2 - T_1}{\int_{t_1}^{t_2} \Delta T\,dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Mißt man also die Temperaturen des Körpers und eines beliebigen Punktes der Wandung fortlaufend über eine gewisse Zeit sowohl bei Erwärmung wie bei Abkühlung des Körpers, so läßt sich aus den Gleichungen (2) und (3) die in der Zeiteinheit entwickelte Wirbelstromwärmemenge Q_0, bezogen auf die Normaltemperatur T_0, bestimmen.

Die Ausführung der Versuche.

Zur Messung der in Frage stehenden Temperaturen wurde anfangs für die Kupferfüllung ein Wasserkalorimeter, für die Eisenwandung ein Quecksilberthermometer benutzt. Die beweglich in einer Nut des Versuchskörpers aufgehängten Stäbe wurden eine gewisse Zeit der Wirbelstromerwärmung ausgesetzt und ihre Endtemperatur, nachdem sie in das Kalorimeter eingesenkt waren, gemessen. Dieses Verfahren wurde aber bald verlassen und durch ein einfacheres mittels Widerstandthermometer ersetzt. Diese Thermometer bestanden aus dünnem Platindraht und nahmen daher keinen nennenswerten Raum ein, so daß sie zwischen die Kupferstäbe und an verschiedenen Stellen der inneren Nutenwandungen eingelegt werden konnten. Die Widerstände der Drähte wurden in einer Wheatstoneschen Brückenschaltung mit einem auf dem Meßdraht verschiebbarem Kontakt gemessen. Wegen der zugleich mit der Widerstandsablesung nötigen Zeitmessung war die Einrichtung so getroffen, daß jede Messung fast augenblicks und trotz geringer Meßstromstärke mit hoher Empfindlichkeit geschehen konnte. Durch empirische Eichung des Meßdrahtes unmittelbar in Ohm war eine einfache graphische Ermittlung der Temperatur jedes Thermometers aus der Ablesung am Meßdraht ermöglicht, was die Auswertung der Versuche sehr erleichterte.

Die Hauptversuche wurden derart ausgeführt, daß die in Betracht kommenden Temperaturen innerhalb eines Zeitraumes von jedesmal 20 Minuten je 5- bis 6 mal gemessen wurden. Für sieben verschiedene Erregungen der Vorrichtung, für die auch die oben besprochenen magnetischen Messungen ausgeführt waren, und mit jeder Kupferfüllung wurden Versuchsreihen in dieser Weise aufgenommen. Die Figuren 6 und 7 zeigen einige der erhaltenen Temperaturkurven.

Die von der Gleichung (2) verlangten Integrale $\int_{t_1}^{t_2} \Delta T\,dt$ und

Fig. 6.

Erregung III 880 Amperewindungen auf 1 cm

Fig. 7.

Erregung V 1294 Amperewindungen auf 1 cm

$\int_{t_1}^{t_2}(T-T_0)\,dt$ ergeben sich durch Planimetrieren der bezüglichen Flächenstücke zwischen den Kurven. In ähnlicher Weise wurde aus einer großen Reihe von Abkühlungsversuchen, wie sie Fig. 8 darstellt, mittels Gl. (3) die für alle Füllungen gleiche Konstante K für den Temperaturunterschied zwischen Kupfer und dem in Betracht gezogenen Wandungsthermometer bestimmt.

Fig. 8.

Die Versuchsergebnisse.

Die Mittelwerte der sich so ergebenden Wirbelstrom-Wärmemengen Q_0 wurden aus kalorischem Maß in elektrisch pro ccm Kupfer verlorene Leistung in Watt umgerechnet und in Fig. 9 als Funktion der Erregung in Amperewindungen pro cm des Kraftlinienweges in der Nut für die verschiedenen Füllungen aufgezeichnet. Die Kurven sind alle Exponentialfunktionen der Abszissen. Trägt man die Ergebnisse der Füllungen I bis V logarithmisch auf, so erhält man parallele Geraden, die annähernd den Exponenten 2 für die Exponentialfunktion ergeben.

Umgekehrt wie man hätte erwarten sollen, sind die Verluste bei den quer zur Kraftlinienrichtung geteilten Quadratstäben größer als bei den Vollstäben. Der Grund hierfür liegt vermutlich darin, daß bei Untersuchung der letzteren das Widerstandthermometer nur neben den Stab statt zwischen die Stäbe der übrigen Füllungen gelegt werden konnte. Dadurch wurde das Thermometer nicht ganz auf die Temperatur des Stabes gebracht, und der Verlust erscheint geringer.

Die Doppel- und Vierfachstäbe weichen bezüglich der Verluste fast gar nicht voneinander ab. Hier ist also die Teilung quer zur Nut so gut wie ohne Bedeutung, und man kann daraus am besten ersehen, daß das Kraftlinienfeld ein fast reines Längsfeld sein muß. Die Größe des Wirbelstromverlustes ist eben nur durch die Dicke der Kupfers in Richtung quer zu den Kraftlinien bedingt. Daher ist auch der Verlust bei der in der Längsrichtung dreimal geteilten Füllung V

Fig. 9.

noch geringer. Die Seilfüllung endlich sollte einen verschwindend kleinen Verlust zeigen. Daß er jedoch ziemlich groß wird, erklärt sich einfach daraus, daß die Seile an den Enden verlötet werden mußten.

Im Diagramm Fig. 10 sind ferner die Ergebnisse der Füllungen II, III und V in Abhängigkeit von der Unterteilung, d. h. von der Kupferstärke quer zur Kraftlinienrichtung aufgetragen. Die Kurven zeigen wieder exponentielle Verlauf, und zwar bekommt man durch logarithmische Auftragung parallele Geraden, deren Richtungskoeffizient im Mittel den Exponenten 1,5 ergibt.

Fig. 10.

Bezeichnet

$\frac{A}{l}$ die Amperewindungszahl für Zähne und Nuten A pro cm des Kraftlinienweges l,

s die Dicke des Kupfers in cm, quer zur Kraftlinienrichtung gemessen,

so läßt sich der Wirbelstromverlust pro ccm Kupfer W durch die Gleichung ausdrücken:

$$W = k_1 \left(\frac{A}{l}\right)^2 s^{1,5} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4).$$

Aus theoretischen Erwägungen ergibt sich nun

$$W = 2{,}11\,\gamma\,\nu^2 f^2 \left(\frac{A}{l}\right)^2 s^2\, 10^{-7} \text{ Watt} \quad . \; . \quad (5),$$

wo γ das absolute spezifische Leitvermögen des Leitermaterials in C.-G.-S.-Einheiten,

ν die sekundliche Periodenzahl,

f den Formfaktor der Kurve der durch das Wechselfeld (Nutenfeld) induzierten elektromotorischen Kraft

bedeutet.

Gl. (4) läßt sich daher in der Form schreiben:

$$W = k \gamma \nu^2 f^2 \left(\frac{A}{l}\right)^2 s^{1,5}\, 10^{-7} \text{ Watt} \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$

Für die Versuche sind hierin alle Größen bis auf k bekannt. Diese Konstante läßt sich daher aus den Ergebnissen berechnen. Als Mittelwert ergibt sich dann $k = 2{,}12$, und diese völlige Uebereinstimmung mit der theoretisch errechneten Konstanten läßt sich als Bestätigung der Ergebnisse auffassen.

Für Kupfer von 15°C erhält man daher den Wirbelstromverlust W für rechteckigen Stabquerschnitt pro ccm:

$$W = 1{,}23\, \nu^2 f^2 \left(\frac{A}{l}\right)^2 s^{1,5}\, 10^{-10} \text{ Watt} \quad . \quad . \quad (7).$$

Anwendungen und Folgerungen.

Die Verallgemeinerung der Gleichung (7) auf praktische Fälle ist einer Reihe von Einschränkungen unterworfen, die dadurch bedingt sind, daß die Ergebnisse für ein fast reines Längsfeld gewonnen worden sind. Bei umlaufenden Maschinen treten aber stets, sobald die Polspitze über eine Nut hinwegstreicht, beträchtliche Querfelder auf.

Man könnte ferner vermuten, daß das räumlich feststehende Wechselfeld in den Nuten des Versuchskörpers nicht dieselben Wirbelstromverluste hervorruft, wie ein sich über die Ankernuten von Maschinen hinwegbewegendes Magnetfeld. Diese Frage wurde einer eingehenderen analytischen Betrachtung unterzogen, weil so allgemein ein Vergleich ermöglicht wurde zwischen der Wirbelstromerzeugung beim Transformator, wo ja ebenfalls ein feststehendes Wechselfeld auftritt, und der bei einer umlaufenden Maschine, wo durch die Bewegung des Feldes gleichzeitig eine zeitliche und räumliche Aenderung desselben in den Nuten entsteht. Es fand sich jedoch, daß die Verluste in beiden Fällen nur sehr wenig voneinander abweichen, so daß aus diesem Grunde keine Einwendungen gegen die Versuchsergebnisse zu machen sind.

Gl. (7) enthält ferner die erregenden Amperewindungen pro cm Kraftlinienweg, während die Praxis die Angabe des Verlustes in Funktion der Zahninduktion fordert. Es läßt sich jedoch leicht einsehen, daß eine solche Angabe nicht möglich ist. Der Zusammenhang zwischen Wirbelstromverlust und Zahninduktion ist, wie wir bereits oben sahen, kein unmittelbarer, sondern nur dadurch herstellbar, daß beide von den erregenden Zahn-Amperewindungen abhängig sind. Nun wird aber die Beziehung zwischen Zahninduktion und Amperewindungen von der Beschaffenheit des Eisens, und zwar bei hohen Sättigungen sehr stark, beeinflußt; das gilt jedoch nicht für die Beziehung zwischen Nutenfeld und Zahn-Amperewindungen. Wie sehr die Magnetisierungskurve, die ja das Verhältnis zwischen Induktion und Amperewindungen angibt, für verschiedene Eisensorten von einander abweicht, zeigt Fig. 11. Hier ist die Magnetisierungskurve des Versuchseisens mit einer solchen verglichen, wie sie Kapp für ein mittleres Eisen angibt[1]). Die Kurven weichen sehr stark voneinander ab. Um eine hohe Induktion, beispielsweise eine solche von 24000, zu erreichen, würde beim Versuchseisen ein Vielfaches der Amperewindungszahl des Kappschen Eisens notwendig sein. Ist die Beziehung zwischen Amperewindungszahl und Wirbelstromverlust eine quadratische, so wird der Verlust für diese Induktion bei beiden Eisensorten um das Quadrat jenes Vielfachen voneinander abweichen. Man kann aus diesem Beispiel ersehen, daß die Verhältnisse hier wesentlich andre sind als für niedrige Induktionen unterhalb des Knies der Magnetisierungskurve. Daher ist es nicht möglich, annähernd oder auch nur für ein mittleres Eisen eine eindeutige Beziehung zwischen Wirbelstromverlust und Zahninduktion aufzustellen.

[1]) G. Kapp, Elektromechanische Konstruktionen, 2. Aufl., S. 13.

Der Formfaktor f in Gl. (7) macht es möglich, die Verluste auf andre Feldkurven umzurechnen. Man erkennt auch, daß die flachen Kurven, wie sie die Feldmagnete von Maschinen geben, die Verluste ungünstig beeinflussen, da dann die Kurven der induzierten elektromotorischen Kraft spitz werden, also einen großen Formfaktor bekommen. Eine Abschrägung der Polschuhe an den Kanten empfiehlt sich somit, um einen sanfteren Abfall der Feldkurve zu erzielen.

Es mag hier darauf hingewiesen werden, daß ein steiler Verlauf der Feldkurve an den Polkanten nicht deshalb eine Vermehrung der Verluste bedingt, weil dann in der Nut

Fig. 11.

unter der Polspitze ein räumlich sehr ungleich verteiltes Feld auftritt. Vielmehr ist die Ursache dafür lediglich in dem Einflusse des großen Formfaktors der Kurve der zeitlichen Feldänderung zu suchen. Es wird das deutlich, sobald man die Entstehungsursache derjenigen elektromotorischen Kräfte, die Wirbelströme erzeugen, mit der für die Nutzströme vergleicht. Die letzteren können zwar nur auftreten, wenn der Ankerstromkreis geschlossen ist, aber die Ursache ihrer Bildung: die Nutzspannungen, werden immer induziert, sobald eine offene oder geschlossene Leiterschleife

Fig. 12.

eine veränderliche Kraftlinienzahl umschließt. Bei der Entstehung der Nutzspannung ist also die gesamte innerhalb einer Ankerspule verlaufende Kraftlinienzahl beteiligt, und diese fließt größtenteils durch die Zähne. Wirbelspannungen entstehen dagegen nur durch die Kraftlinien der Nutenfelder, in denen die Kupferleiter gleichsam in sich geschlossene Spulen bilden, wie wir oben gesehen haben. Daher können wohl durch die räumlich ungleichmäßige Verteilung des Feldes in der Nut an verschiedenen Stellen eines Kupferquerschnittes

verschiedene Spannungen induziert werden; dies sind aber dann Nutzspannungen, deren ungleichmäßige Verteilung auch ungleichmäßige Stromverteilung oder innere Ströme zur Folge haben kann. Die eigentlichen Wirbelströme haben jedoch hiermit nichts zu tun.

Nach dem Gesagten ist die Anwendung der Formel (7) nur in beschränktem Umfange zulässig; sie wird aber doch in vielen Fällen einen Ueberschlag über das mögliche Maximum der Verluste geben können. Die Unterteilung, d. h. die Kupferdicke, wird für überwiegende Längsfelder quer zur Nut, für Querfelder in der Längsrichtung zu nehmen sein. Die Kurve der Figur 12 erleichtert die Anwendung der Formel. Die Wirbelstromverluste sind hier in Funktion der Kupferdicke unter der Annahme von 1000 Amperewindungen für Zähne und Nuten, einer Periodenzahl 100 und sinusförmiger Feldkurve aufgetragen. Für eine beliebige Amperewindungszahl $\frac{A}{l} = a$, eine Periodenzahl ν und einen Formfaktor der Kurve der induzierten elektromotorischen Kraft f erhält man aus dem Verlust pro ccm Kupfer W', den das Diagramm für rechteckigen Stabquerschnitt von der Stärke s quer zu den Kraftlinien gibt, den gesuchten Wirbelstromverlust W nach der Beziehung

$$W = W'\left(\frac{\nu}{100}\right)^2\left(\frac{a}{1000}\right)^2\left(\frac{f}{1,11}\right)^2.$$

Wenn nun auch die Ergebnisse der Untersuchung, was die Möglichkeit ihrer Verallgemeinerung anlangt, noch eingehender Prüfung durch andre Versuche bedürfen, so erscheint es doch auf dem eingeschlagenen Wege nicht schwer, ein umfangreiches Material über den Gegenstand zu beschaffen. Das zur Anwendung gebrachte thermometrische Verfahren zur Bestimmung der Wirbelstromverluste ist mit geringen Abänderungen auch bei umlaufenden Maschinen durchführbar. Besonders wird es zweckmäßig sein, bei neu zu bauenden Maschinentypen, bevor die Ankerarmatur eingebaut wird, an Probekupferstäben die Verluste zu messen. Es wird sich dann auch die wichtige Frage erledigen lassen, wie sich die Verluste bei Belastung des Kupfers infolge der Nutzströme ändern.

Verfahren zur Verhütung der Lunkerbildung in schweren Rohstahlblöcken.[1]

Von **F. O. Beikirch,** Sterkrade.

Nachdem in den letzten Jahren der Bedarf an schweren Schmiedestücken und Stahlblechen stetig zugenommen und die Abmessungen und Einzelgewichte dieser Teile immer größer geworden sind, wird an die Martinwerke nachdrücklicher denn je die Forderung gestellt, Rohblöcke zu erzeugen, bei denen die durch das Schwinden des Stahles hervorgerufene Lunkerbildung auf ein sehr geringes Maß beschränkt bleibt. Bekanntlich war man bisher genötigt, mit einem Abfall von 25 bis 30 vH am oberen Ende des Blockes zu rechnen, wenn man sicher gehen wollte, ein gesundes Werkstück zu erhalten.

Fig. 1.

Lunkerbildung im Probeblock.

Die Gutehoffnungshütte hat seit Jahresfrist in ihrer Abteilung Stahlgießerei zu **Sterkrade** ein Verfahren[1] durchgeführt, durch das es gelungen ist, diesen Abfall mit Sicherheit auf 5 bis 10 vH herabzumindern. Das Verfahren beruht darauf, einen verlorenen Kopf anzuwenden und stark zu heizen. Zu letzterem Zwecke wird kalte atmosphärische Luft durch eine glühende Koksschicht gepreßt, und durch geeignete Windpressung und Gasspannung Kohlenoxyd erzeugt, das oberhalb des Blockes zu Kohlensäure verbrannt wird.

Von der Bildung des Lunkers in Stahlblöcken gibt der Querschnitt durch einen kleinen Probeblock Aufschluß, Fig. 1, der sehr deutlich die Hohlraumbildung zeigt, wie sie auch bei schweren Blöcken mehr oder weniger stark auftritt.

Fig. 2 bis 4 zeigen eine Heizanlage für Blöcke von 10 bis 60 t Stückgewicht. Der Beheizungsapparat K wird mit faustgroßen Hartkoksstücken gefüllt; etwa eine Stunde vor Beginn des Gusses wird der Koks angeheizt und durch leichtes Anstellen des Gebläsewindes auf Rotglut vorgeblasen. Der Apparat ist inzwischen über die Kokille gefahren worden, und die bei a abziehende Flamme wird zum Vorheizen der Kokille und des feuerfesten Aufsatzes oder der feuerfesten Ausmauerung verwertet. Kurz vor Beginn des Gusses wird der Apparat von der Kokille entfernt und der Wind mit vollem Druck angelassen. Während der Block gegossen wird — je nach der Größe des Blockes 15 bis 25 Minuten lang — gerät die ganze Koksfüllung in die für das Verfahren erforderliche Hellrotglut. Unmittelbar, nachdem der Guß vollzogen ist, wird der Apparat auf die Kokille zurückgefahren. Fig. 5 zeigt zwei im Betriebe befindliche Apparate; sie sind in kleinen Bockkranen derart aufgehängt, daß sie nach dem Gießen leicht und schnell über die Mitte der Kokille gefahren werden können. Da die Luft nicht vorgewärmt zu werden braucht, so kann das die Druckluft liefernde Kapselgebläse, ohne lange Rohrleitungen zu bedingen, in nächster Nähe der Gießgrube aufgestellt werden; die Anlage wird dadurch außerordentlich einfach und übersichtlich.

Die Anlagekosten für einen Beheizungsapparat betragen einschließlich Bockkran und Hochdruckgebläse rd. 5 bis 6000 *M*. Die Betriebskosten sind je nach der Größe der Blöcke rd. 0,60 bis 1 *M*/t (ohne Patentabgabe) und setzen sich im einzelnen zusammen aus:

Koksverbrauch für 1 t	0,25 bis	0,40 *M*
Löhne	0,25 »	0,40 »
Instandhaltung (feuerfestes Material usw.)	0,10 »	0,20 »
	0,60 bis	1,00 *M*

[1] Vergl. hierzu auch den Aufsatz von J. Riemer: »Ein neues Verfahren zum Verdichten von Stahlblöcken in flüssigem Zustande.« Z. 1903 S. 1675.

[1] In den meisten Kulturstaaten patentiert oder zum Patent angemeldet.

Fig. 2 bis 4. Heizanlage für Blöcke von 10 bis 60 t.

Fig. 6 bis 9 zeigen Blöcke, die nach diesem Verfahren behandelt worden sind. Fig. 6 zeigt einen Block von 11650 kg Rohgewicht; das Gewicht des gesunden Teiles ist nach Rechnung 10800 kg, der Abfall somit 850 kg = 7,3 vH. Fig. 7 zeigt einen Block von 17050 kg Rohgewicht; das Gewicht des gesunden Teiles ist nach Rechnung 16200 kg, der Abfall somit 850 kg = 4,98 vH. Fig. 8 zeigt einen in der Längsachse geschnittenen Block von 17200 kg Rohgewicht; das Gewicht des gesunden Teiles ist nach Rechnung 16250 kg, es ergibt sich mithin der Abfall mit 950 kg = 5,52 vH. Fig. 9 zeigt den Schmiedeabfall eines Blockes von 16400 kg Rohgewicht. Der Abfall wiegt 1225 kg, hiervon sind nach

Fig. 5. Heizkörper.

Rechnung gesund 625 kg; es verbleibt somit ein wirklicher Abfall von 600 kg = 3,6 vH.

Die Chargenprobe dieses Blockes hatte 48 kg/qmm Festigkeit, 21,5 vH Dehnung, 59,8 vH Kontraktion; eine aus dem Schmiedeabfall bei *a*, Fig. 10 und 11, entnommene Probe ergab 45 kg/qmm Festigkeit, 23,5 vH Dehnung, 67,9 vH Kon-

Diese ergaben:

Block 6	C	Mn	Si	P	S
Chargenproben	0,13	0,80	0,14	0,042	0,034
Probe bei *a*	0,15	0,82	0,15	0,052	0,052
» » *b*	0,17	0,84	0,12	0,066	0,060
» » *c*	0,16	0,84	0,20	0,050	0,036

Fig. 6. Block von 11 650 kg.

Fig. 7. Block von 17 050 kg.

traktion; eine bei *b* entnommene Probe: 46,5 kg/qmm Festigkeit, 26,0 vH Dehnung, 63,3 vH Kontraktion.

Von den in Fig. 6 und 7 dargestellten Blöcken wurden bei *a*, *b* und *c*, Fig. 10 und 11, Proben für chemische Analysen entnommen.

Block 7	C	Mn	Si	P	S
Chargenproben	0,18	1,00	0,12	0,039	0,034
Probe bei *a*	0,14	1,01	0,13	0,057	0,051
» » *b*	0,22	0,90	0,10	0,060	0,055
» » *c*	0,20	1,01	0,15	0,045	0,029

Fig. 8.
Block von 17200 kg.

Fig. 9.
Schmiedeabfall von einem Block von 16400 kg.

Fig. 10 und 11.

Den wirtschaftlichen Vorteil zeigt folgende Berechnung: Für ein Schmiedestück oder ein schweres Schiffsblech sei z. B. ein Block von 15000 kg Reingewicht erforderlich, d. h. der Block muß 15000 kg gesundes Material besitzen. Bei 25 vH Abfall müsste der hierzu erforderliche Rohblock 20000 kg wiegen, bei 10 vH Abfall aber nur 16666 kg. Bei einem Blockpreis von 85 ℳ/t und einem Schrottpreis von 60 ℳ/t ergibt sich nach Gutschrift des Schrottentfalles am verlorenen Kopfe, der in ersterem Falle 5000 kg, in letzterem nur 1666 kg beträgt, ein Preis von 93,33 bezw. 87,78 ℳ für die Tonne gesundes Material, mithin eine Ersparnis von 5,55 ℳ/t. Eine annähernd gleiche Ersparnis kommt in den verarbeitenden Betrieben (Preß- und Hammerwerk oder Walzwerk) an Anwärmkohlen, Betriebskraft und Löhnen hinzu.

Wenn man somit die großen Vorteile, welche das Heizen schwerer Blöcke für die Sicherheit in der Herstellung bietet, und die Ersparnisse an Material und Löhnen den geringen Ausgaben für das Heizen gegenüberstellt, so muß man zu der Ueberzeugung kommen, daß in keinem modern eingerichteten Martinwerke, in welchem schwere Rohblöcke erzeugt werden, eine solche Heizanlage fehlen sollte.

Einhundert Dampfverbrauchsversuche,

ausgeführt an Dampfmaschinen vom Werk Augsburg der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.

Von Oberingenieur J. **Krumper**, Augsburg.

(Schluß von S. 1320)

Die vorliegende Arbeit ist in der Absicht unternommen worden, ohne vorläufig weitere Kritik als die im Zahlenmaterial enthaltene, eine größere Anzahl vollständig bekannter Bestimmungen des Dampfverbrauchs vergleichbar zu machen. Da die Zusammenstellung aber nur Dampfmaschinen derselben Abstammung behandelt, zeigt sie gleichzeitig ein Spiegelbild des Dampfmaschinenbaues der ausführenden Firma innerhalb der Jahre 1872 bis 1903.

Die Versuche selbst und die Freigabe des umfassenden Versuchsmaterials zum Zwecke der Veröffentlichung, dürften dem »Werk Augsburg« zur Ehre gereichen und von der Technik dankbarst begrüßt werden.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Versuchs-				Zylinderabmessungen				Dampfdrücke absolut in kg/qcm						Zylinderfüllung		
Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck $= D$	Mitteldruck $= D_1$	Niederdruck $= D_2$	Uml./min Kolbengeschw. i.d.Sek. n c	Eintrittsdruck Manometer oder Diagramm	Eintrittsdruck p_1	Expansions-Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. + ε_0 $V_1 =$ ltr	Gesamt-Exp. einschl. ε_0 $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1}$
									E. Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen,								
									Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg (Vereinigte Maschinen-								
55	I	9. 10. 89 vorm.	5h 24′	Normallstg.	D = 282,0 S = 1000,0 Δ = 75/85 F = 574,12 1 : Vol. = 57,41 ε_0=10,3vH=5,91 ltr	D_1 = 450,75 S_1 = 1000,0 Δ_1 = 85/0 F_1 = 1567,37 2,73 :	D_2 = 701,33 S_2 = 1000,5 Δ_2 = 85/85 F_2 = 3806,36 6,63 Vol. = 380,82 ε_{0_2} = 3,75 = 14,28 vH V_2 = 395,10 ltr	70,5	Mm.	11,21	cm 67,1	= 0,060	—	0,973	—	—	—
								2,351 m	Dg.	10,95	0,457	0,080	1,658	—	0,259	20,78	19,01
56	II	9. 10. 89 nachm.	5h 6′	Normallstg.	.	.		70,2	Mm.	11,26	cm 67,6	= 0,053	—	0,972	—	—	—
								2,341	Dg.	11,16	0,475	0,085	1,691	—	0,252	20,38	19,38
57	III	10.10 89 vorm.	5h 30′	Normallstg.	.	.	.	70,3	Mm	11,35	cm 67,4	= 0,050	—	0,968	—	—	—
								2,345	Dg.	11,12	0,469	0,089	1,691	—	0,259	20,78	19,01
58	IV	10.10.89 nachm.	5h 1′	übernormale Leistg.	.	.	.	70,3	Mm.	11,56	cm 66,6	= 0,065	—	0,972	—	—	—
								2,345	Dg.	11,38	0,525	0,086	1,894	—	0,308	23,60	16,74
59	V	11.10.89 vorm.	5h 26′	übernormale Leistg.	.	.	.	70,4	Mm.	11,03	cm 66,8	= 0,065	—	0,974	—	—	—
								2,348	Dg.	10,92	0,494	0,094	1,807	—	0,300	23,13	17,08
									Zwirnerei und Nähfadenfabrik Goeggingen								
60	II.	14. 8. 90 vorm.	4h 50′	Normallstg.	D = 501,25 S = 1401,5 Δ = 130/140 F = 1830,0 1 : Vol. = 256,47 ε_0=8 6vH=22,06 ltr	D_1 = 751,5 S_1 = 1401,5 Δ_1 = 140/0 F_1 = 4358,6 2,38 :	D_2 = 1202,6 S_2 = 1401,0 Δ_2 = 140/139,8 F_2 = 11 205,2 6,12 Vol. = 1569,86 ε_{0_2} = 4,6vH = 72,21 V_2 = 1642,07 ltr	66,13	Mm.	11,14	cm 67,9	= 0,058	—	0,980	—	—	—
								3,088	Dg.	10,87	0,450	0,140	1,535	—	0,222	94 73	22,14
61	III.	14. 8. 90 nachm.	4h 45′	Normallstg.	.	.		66,41	Mm.	11,21	cm 68,0	= 0,056	—	0,980	—	—	—
								3,101	Dg.	10,99	0,463	0,136	1,548	—	0,223	95,08	22,06
62	IV.	15. 8. 90 vorm.	5h 4′	unternormale Leistung	.	.	.	65,64	Mm.	11,32	cm 68,3	= 0,061	—	0,990	—	—	—
								3,065	Dg.	11,06	0,438	0,134	1,502	—	0,212	91,26	22,99
									Neue Baumwoll-								
63	I	9. 3. 92	9h 24′	Normalleistg.; eingehängter Regulator	D = 500 1 S = 1401,5 Δ = 129,8/140 F = 1828,3 1 : Vol = 256,24 ε_0=8,6vH=22,04 ltr	D_1 = 750,25 S_1 = 1401,5 Δ_1 = 140/0 F_1 = 4343,8 2,38 :	D_2 = 1203,0 S_2 = 1402,0 Δ_2 = 139,5/139,5 F_2 = 11 213,9 6,14 Vol. = 1572,22 ε_{0_2}=4,6vH = 72,32 V_2 = 1644,54 ltr	64,76	Mm.	11,20	cm 65,75	= 0,096	—	0,990	—	—	—
								3,027	Dg.	11,02	0,455	0,206	1,542	—	0,275	92,51	17,78
64	II	10. 3. 92	8h 50′		.	.		65,54	Mm.	11,34	cm 66,66	= 0,077	—	0,983	—	—	—
								3,063	Dg	11,18	0,505	0,170	1,603	—	0,244	84,56	19,45
									Haunstetter Spinnerei und Weberei,								
65	I	15. 3. 93	10h 14′	unternormale Leistg.; feste Expansion	D = 551,6 S = 1552,0 Δ = 140/140 F = 2235,8 1 : Vol. = 346,99 ε_0=5,1vH=17,70 ltr	D_1 = 850,65 S_1 = 1552,0 Δ_1 = 140,0 F_1 = 5606 25 2 51 :	D_2 = 1299,7 S_2 = 1551,3 Δ_2 = 150/149,8 F_2 = 13 090,62 5,85 Vol. = 2030,71 ε_{0_2} = 3,3vH = 67,01 V_2 = 2097,72 ltr	58,87	Mm.	11,31	cm 67,5	= 0,068	—	0,986	—	—	—
								3,044	Dg.	10,75	0,451	0,162	1,525	—	0,234	98,89	21,31
66	II	17. 3. 93	9h 56′		.	.		58,25	Mm.	11 53	cm 67,0	= 0,062	—	0,973	—	—	—
								3,012	Dg.	11,04	0,443	0,153	1,552	—	0,227	96,47	21,75

liegend, mit Ventilsteuerung und Kondensation.

fabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.).

19 Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C: beobachtet t_1 t_1'	20 absolut $T_1 = 273^0 + t_1$	21 Ueberhitzung t	22 verlustlose Maschine, zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1: spez. f. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab. v_1 = berechnet	23 Ueberhitzg. Sättigungsp. v_g	24 ε_1 ε_2	25 Indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st N_i^0 = PS	26 Dampfverbrauch für 1 PSi/st $D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	27 effektives Versuchsergebnis: indizierte Kraftleistung N_i = PS	28 für 1 PSi/st Dampf D_i = kg	29 für 1 PSi/st Wärmeverbrauch WE $\lambda_1 D_i$ $\lambda_1' D_i$	30 thermischer Wirkungsgrad $\frac{637}{\lambda D_i} = \eta_{th}$	31 Gütemaßstab $\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$	32 Dampfkessel: Anzahl und Bauart	33 Heizfläche qm	34 Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st kg	35 Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	36 Temperatur im Fuchs °C	37 Bemerkungen	38 Quellenangabe
–	–	–	0,1748	–	–	0,2416	4,139	–	5,64	3787	0,170	0,734	1 Wasserrohrkessel, Bauart Dürr & Co., mit 2 Oberkesseln und 1 im Feuer liegenden Dampfsammler	164	7,7	2,4	244	Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylinder sowie Aufnehmer I u. II mit Dampfmantel für Kesseldampf; Hochdruck-Zylinder für umlaufenden, die übrigen f. ruhenden. Sämtliche Versuche mit fester Expansion.	Versuchsbericht von Prof. M. Schroeter, München, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure Bd. 34, 1890.
–	–	–	–	–	–	–	–	197,72	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1741	–	–	0,2435	4,107	–	5,46	3618	0,176	0,752		164	6,9	2,9	252		
–	–	–	–	–	–	–	–	200,78	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1728	–	–	0,2431	4,114	–	5,78	3831	0,166	0,712		164	7,3	2,7	232		
–	–	–	–	–	–	–	–	200,79	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1699	–	–	0,2365	4,229	–	5,69	3772	0,169	0,743		164	8,0	3,1	261		
–	–	–	–	–	–	–	–	224,99	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1775	–	–	0,2362	4,234	–	5,79	3835	0,166	0,731		164	7,9	4,3	246		
–	–	–	–	–	–	–	–	215,58	–	–	–	–		–	–	–	–		

in Goeggingen bei Augsburg.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
–	–	–	0 1758	–	–	0,2479	4,035	–	5,65	3748	0,170	0,714	3 kombinierte Flammrohr-Röhrenkessel mit Dampfsammler	581	7,02	1,55	214	Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylinder wie Aufnehmer I u. II mit Dampfmantel f. Kesseldampf; Hochdr.-Zyl.-Mantel f. umlaufenden. Sämtliche Versuche mit fester Expansion.	gedruckter Versuchsbericht von Prof. M Schroeter vom 12/9.90.
–	–	–	–	–	–	–	–	708,6	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1748	–	–	0,2482	4,029	–	5,63	3730	0,171	0,716		581	7,05	1,34	219		
–	–	–	–	–	–	–	–	717,7	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1732	–	–	0,2493	4,012	–	5,68	3764	0,169	0,706		581	6,85	1,49	–		
–	–	–	–	–	–	–	–	688,2	–	–	–	–		–	–	–	–		

Spinnerei Bayreuth

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
–	–	–	0,1749	–	–	0,2346	4,262	–	6,06	4015	0,159	0,703	6 bezw. 5 Einflammrohrkessel zu 60 qm mit je 2 darüber liegenden Dampfsammlern	360	11,9	1,21	(222)	Hochdr.- u. Mitteldr.-Zyl. u. Aufnehmermantel I Kesseldampf; Niederdr.-Zyl. u. Aufnehmermantel II mit reduziert. Druck*) — *) 1,75 kg/qcm Ueberdruck — *) 7,3 kg/qcm Uebdr. Kompression u. Austritt des Niederdr.-Zyl. verbessert	Jahresbericht 1892 des bayer. Dampfkessel-Rev.-Vereines
–	–	–	–	–	–	–	–	697,6	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1729	–	–	0,2407	4,155	–	5,59	3705	0,172	0,743		300	13,8	1,38	227		
–	–	–	–	–	–	–	–	734,2	–	–	–	–		–	–	–	–		

Haunstetten bei Augsburg.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
–	–	–	0,1733	–	–	0,2452	4,078	–	5,56	3685	0,173	0,733	8 bezw. 5 Einflammrohrkessel mit je 2 darüber liegenden Dampfsammlern	488	9,56	2,46	184	Hochdr.- u. Mitteldr.-Zyl. wie Aufnehmermant. I f. Kesseldampf; Niederdr.-Zyl.-Mantel f. Aufnehmerdampf.	Jahresbericht d. bayer. Dampfkessel-Rev.-Vereines 1893.
–	–	–	–	–	–	–	–	810,1	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1702	–	–	0,2474	4,043	–	5,59	3706	0 172	0,723		303	15,4	1,74	186		
–	–	–	–	–	–	–	–	816,0	–	–	–	–		–	–	–	–		

E. Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen,

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Nr.	Versuchs- Zeichen	Versuchs- Datum	Versuchs- Dauer	Versuchs- Betriebsart	Zylinderabmessungen: Hochdruck $= D$	Zylinderabmessungen: Mitteldruck $= D_1$	Zylinderabmessungen: Niederdruck $= D_2$	Uml./min n / Kolbengeschw. i. d. Sek. c	Dampfdrücke absolut in kg/qcm: Eintrittsdruck Manometer oder Diagramm	Eintrittsdruck p_1	Expansions-Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	Zylinderfüllung: Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. $+ \varepsilon_0$ $V_1 =$ ltr	Gesamt-Exp. einschl. ε_0 $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1}$

Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg (Vereinigte Maschinen-

Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	n / c	Mm./Dg.	p_1	p_e	p_0	p_m	B	ε_H	V_1	ε
67	I	21.11.98 vorm.	4^h 57′	überhitzter Dampf; niedriger Eintrittsdruck	$D = 281,3$ $S = 1000,0$ $\Delta = 74,9/85$ $F = 571,1$ 1 :	$D_1 = 450,8$ $S_1 = 1000,0$ $\Delta_1 = 85,0$ $F_1 = 1567,7$ 2,75 :	$D_2 = 700,8$ $S_2 = 1000,5$ $\Delta_2 = 84,8/84,8$ $F_2 = 3800,7$ 6,65	69,93	Mm.	6,95	cm 67,3 =	0,067	—	0,982	—	—	—
								2,332 m	Dg.	7,07	0,359	0,097	1,385	—	0,469	32,89	11,98
68	II	21.11.98 nachm.	5^h 14′		Vol. = 57,11 ε_0=10,7vH=6,11 ltr	.	Vol. = 380,25 ε_{0_2}=3,6vH=18,69 $V_2 =$ 398,94 ltr	69,97	Mm.	6,98	cm 67,7 =	0,068	—	0,988	—	—	—
								2,334	Dg.	6,96	0,325	0,098	1,306	—	0,463	32,55	12,10
69	III	22.11.93 vorm.	5^h 26′	gesättigter Dampf; niedriger Eintrittsdruck	.	.	.	70,12	Mm.	6,89	cm 67,1 =	0,077	—	0,989	—	—	—
								2,339	Dg.	6,88	0,404	0,109	1,428	—	0,457	32,21	12,23
70	IV	22.11.93 nachm.	5^h 13′		.	.	.	69,93	Mm.	6,89	cm 66 9 =	0,075	—	0,984	—	—	—
								2,332	Dg.	6,84	0,400	0,114	1,431	—	0,452	31,92	12,34
71	V	29.11.98 vorm.	5^h 32′	überhitzter Dampf; hoher Eintrittsdruck	.	.	.	69,71	Mm.	11,06	cm 68,1 =	0,069	—	0,991	—	—	—
								2,325	Dg.	11,02	0,394	0,100	1,689	—	0,276	21,87	18,01
72	VI	29.11.98 nachm.	5^h 15′		.	.	.	69,85	Mm.	11,01	cm 67,9 =	0,072	—	0 995	—	—	—
								2,330	Dg.	11,08	0,386	0,106	1,665	—	0,279	22,04	17,88
73	VII	30.11.98 vorm.	5^h 28′	gesättigter Dampf; hoher Eintrittsdruck	.	.	.	69,71	Mm.	11 20	cm 66,9 =	0,076	—	0,985	—	—	—
								2,325	Dg.	11,09	0,446	0,120	1,770	—	0,271	21,59	18,25
74	VIII	30.11.98 nachm.	5^h 10′		.	.	.	69,73	Mm.	11,35	cm 66,7 =	0,075	—	0,982	—	—	—
								2,326	Dg.	11,24	0,452	0,120	1,815	—	0,276	21,87	18,01

Augsburger Kammgarn-

Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck	Mitteldruck	Niederdruck	n / c	Mm./Dg.	p_1	p_e	p_0	p_m	B	ε_H	V_1	ε
75	I	17. 4. 95	6^h 56′	mit allen Dampfmänteln; überhitzter Dampf	$D = 702,4$ $S = 1601,9$ $\Delta = 170/0$	$D_1 = 1100,0$ $S_1 = 1599,8$ $\Delta_1 = 169,8/0$	$D_2 = \begin{cases}1151,8\\1151,8\end{cases}$ $S_2 = \begin{cases}1601,9\\1599,8\end{cases}$ $\Delta_2 = \begin{cases}170/170\\169,8/169,8\end{cases}$	60,23	Mm.	7,12	cm 67,0 =	0,069	—	0,980	—	—	—
								3,214	Dg	6 92	0,42	0,176	1,381 $= \frac{2,763}{2}$	—	0 404	273,56	12,29
76	II	18. 4. 95	6^h 59′	ohne Mantelheizung Mitteldruck-Zylinder und Aufnehmer I; überhitzter Dampf	$F = 3761,3$ 1 :	$F_1 = 938,99$ 2,49 :	$F_2 = \begin{cases}10\,192,5\\10\,193,5\end{cases}$ 5,42	60,10	Mm.	7,07	cm 66,8 =	0,062	—	0,970	—	—	—
								3,207	Dg.	6,84	0,40	0,167	1,358	—	0,405	274,16	12,26
77	III	19. 4. 95	6^h 55′		Vol = 602,55 ε_0=5,0vH=30,13 ltr	.	Vol. = 1632,87 +1630,66 ε_{0_2}=3,0 vH=48,99 +48,92 $V_2 =$ 3361,44 ltr	60,24	Mm.	7,08	cm 66,9 =	0,061	—	0,970	—	—	—
								3,214	Dg.	6,90	0,35	0,150	1,193	—	0 332	230,18	14,60
78	IV	24. 4. 95	6^h 46′	alle Dampfmäntel; gesättigter Dampf	.	.	.	60,47	Mm.	6,94	cm 67,0 =	0,059	—	0,970	—	—	—
								3,227	Dg.	6,94	0,43	0,166	1,389	—	0,389	264,53	12,71
79	V	25. 4. 95	6^h 56′		.	.	.	60,02	Mm.	6,88	cm 67,0 =	0,059	—	0,970	—	—	—
								3,203	Dg.	6,84	0,28	0,152	1,138	—	0,295	207,88	16,17
80	VI	26. 4. 95	7^h 0′		.	.	.	60,05	Mm.	6,92	cm 66,6 =	0,064	—	0,970	—	—	—
								3,204	Dg.	6,88	0,34	0,148	1,156	—	0,286	202,46	16,60

liegend. mit Ventilsteuerung und Kondensation.

fabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.).

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C: beobachtet t_1 / t_1'	absolut $T_1 = 273^0 + t_1$	Ueberhitzung t	verlustlose Maschine: zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1: spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab. v_1 = berechnet	Ueberhitzg. Sättigungsp v_g	ε_1 / ε_2	Indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st N_i^0 = PS	Dampfverbrauch für 1 PSi/st $D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	effektives Versuchsergebnis: indizierte Kraftleistung N_i' = PS	für 1 PSi/st: Dampf D_i = kg	für 1 PSi/st: Wärmeverbrauch WE $\lambda_1 D_i$ / $\lambda_1' D_i$	thermischer Wirkungsgrad $\frac{637}{\lambda D_i} = \eta_{th}$	Gütemaßstab $\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$	Dampfkessel: Anzahl und Bauart	Heizfläche qm	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st kg	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs °C	Bemerkungen	Quellenangabe
237,7	510,7	74 0	0,3289	0,655	1,991 6,02	0,2343	4,267	—	5.094	3525 [3570]	0,181 [0,178]	0,838	2 Einflammrohr-Dampfkessel zu 60 qm Heizfläche mit je 2 darüber liegenden Dampfsammlern im letzten Zug. 1 gesondert geheizter Schwoerer-Ueberhitzer von 32 qm Innen-Heizfläche.	120	6,95	1,83	198	Hochdruck- und Mitteldruck-Zylinder und Aufnehmer I-Mantel f. Kesseldampf; Niederdruck-Zylinder-Mantel f. Arbeitsdampf; Aufnehmer II: Verbindungs-Leitung. Sämtliche Versuche mit fester Expansion.	Versuchsmaterial der »Maschinenfabrik Augsburg«.
—	—	—	—	—	—	—	—	163,62	—	—	—	—		—	—	—	—		
242,2	515,2	78,3	0,3307	0,685	2,071 5,84	0,2360	4,238	—	5,097	3538 [3586]	0,180 [0,178]	0,831		120	6,52	1,33	206		
—	—	—	—	—	—	—	—	154,34	—	—	—	—		—	—	—	—		
167,5	440,5	(4,1)	0,2766	—	—	0,2109	4,742	—	5,767	3785	0,168	0,822		120	8,14	2,02	213		
—	—	—	—	—	—	—	—	169,09	—	—	—	—		—	—	—	—		
167,4	440,4	(4,0)	0,2766	—	—	0,2116	4,726	—	5,743	3769	0,169	0,823		120	8,15	2,55	212		
—	—	—	—	—	—	—	—	168,98	—	—	—	—		—	—	—	—		
258,9	531,9	75,6	0,2130	0,426	2,000 9,01	0,2632	3,799	—	4,715	3294 [3337]	0,193 [0,191]	0,806		120	7,79	1,48	224		
—	—	—	—	—	—	—	—	198,86	—	—	—	—		—	—	—	—		
259,8	532,8	76,7	0,2143	0,432	2,016 8,86	0,2625	3,809	—	4,712	3295 [3338]	0,193 [0,191]	0,808		120	7,76	2,43	228		
—	—	—	—	—	—	—	—	196,49	—	—	—	—		—	—	—	—		
184,0	457,0	—	0,1749	—	—	0,2332	4,289	—	5,263	3487	0,183	0,815		120	9,19	2,30	218		
—	—	—	—	—	—	—	—	208,42	—	—	—	—		—	—	—	—		
184,5	457,5	—	0,1728	—	—	0,2327	4,298	—	5,301	3514	0,181	0,811		120	9,45	1,90	227		
—	—	—	—	—	—	—	—	213,75	—	—	—	—		—	—	—	—		

Spinnerei in Augsburg.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
212,6	485,6	49,1	0,3119	0,495	1,587 7,75	0,2270	4,405	—	5,83	3966	0,161	0,755	2 kombinierte, 7 Cornwall-Kessel	435	16,3	0,49	259	geteilte Niederdruck-Zylinder; Hochdruck- u. Mitteldruck-Zyl. u. Aufnehmer I-Mantel f. Kesseldampf; Niederdruck Zylinder-Mantel f. Arbeitsdampf. Sämtliche Versuche mit fester Expansion.	Versuchsbericht von Professor M. Schroeter, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure Band 40, 1896.
—	—	—	—	—	—	—	—	1207,0	—	3964 [3998]	0,161 [0,159]	—		—	—	—	—		
214,5	487,5	51,6	0,3171	0,515	1,624 7,55	0,2283	4,380	—	5,66	3857	0,165	0,774		435	15,5	0,47	275		
—	—	—	—	—	—	—	—	1183,8	—	3854 [3888]	0,165 [0,164]	—		—	—	—	—		
215,6	488,6	52,1	0,3151	0,516	1,637 8,90	0,2362	4,234	—	5,38	3667	0,174	0,787	1 kombin., 7 Cornwall-Kessel	383	14,7	0,57	269		
—	—	—	—	—	—	—	—	1042,4	—	3666 [3700]	0,174 [0,172]	—		—	—	—	—		
164,5	437,5	—	0,2747	—	—	0,2151	4,650	—	6,39	4195	0,152	0,728	2 kombin., 7 Cornwall-Kessel	435	18,0	0,71	319		
—	—	—	—	—	—	—	—	1217,8	—	4195	0,152	—		—	—	—	—		
163,8	436,8	—	0,2785	—	—	0,2245	4,454	—	6,05	3971	0,160	0,736	2 kombin., 7 Cornwall-Kessel	435	13,9	1,05	287		
—	—	—	—	—	—	—	—	990,8	—	3970	0,161	—		—	—	—	—		
164,2	437,2	—	0,2770	—	—	0,2248	4,449	—	5,90	3873	0,165	0,754	2 kombin., 3 Cornwall-Kessel	245	24,5	0,93	329		
—	—	—	—	—	—	—	—	1007,2	—	3872	0,165	—		—	—	—	—		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Versuchs-				Zylinderabmessungen				Dampfdrücke absolut in kg/qcm						Zylinderfüllung		
Nr.	Zeichen	Datum	Dauer	Betriebsart	Hochdruck $=D$	Mitteldruck $=D_1$	Niederdruck $=D_2$	Uml./min n Kolbengeschw. i. d. Sek. c	Eintrittsdruck: Manometer oder Diagramm	Eintrittsdruck p_1	Expansions-Enddruck p_e	mittlerer Gegendruck p_0	mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	Füllungs-Vol. $+\varepsilon_0$ $V_1=$ ltr	Gesamt-Exp. einschl. ε_0 $\varepsilon=\frac{V_2}{V_1}$
E. Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen,																	
Mechanische Bindfaden-																	
81	I	20. 5. 97	$6^h\ 51'$	Normallstg.	$D=452,0$ $S=1350,0$ $\Delta=115,2/115,2$ $F=1500,4$ 1 :	$D_1=701,8$ $S_1=1350,0$ $\Delta_1=115,2/0$ $F_1=3816,1$ 2,54 :	$D_2=1051,0$ $S_2=1351,0$ $\Delta_2=115,2/115,2$ $F_2=8571,3$ 5,71	66,71	Mm.	**11,92**	cm 64,0 =	**0,062**	—	0,932	—	—	—
								3,004 m	Dg.	11,80	0,424	0,188	1,603	—	0,214	52,46	**22,85**
82	II	21. 5. 97	$6^h\ 51'$	Normallstg.	Vol. = 202,55 $\varepsilon_0=4,5$ vH = 9,11 ltr	. .	Vol. = 1158,03 $\varepsilon_{0_2}=3,5$ vH = 40,53 $V_2=$ 1198,56 ltr	66,71	Mm	**11,97**	cm 64,0 =	**0,062**	—	0,932	—	—	—
								3,004	Dg.	11,77	0,413	0,136	1,667	—	0,222	54,08	**22,16**
Zwirnerei und Nähfadenfabrik																	
83	II	31. 1. 02 nachm.	$4^h\ 21'$	größte Lstg.	$D=550,3$ $S=1551,3$ $\Delta=140/0$ $F=2301,4$	$D_1=851,1$ $S_1=1551,3$ $\Delta_1=140/0$ $F_1=5612,0$	$D_2=2\times900,0$ $S_2=1551,3$ $\Delta_2=140/140$ $F_2=2\times6207,8$ $=12415,6$	69,69	Mm.	**12,03**	cm 65,4 =	**0,090**	—	0,979	—	—	—
								3,604	Dg.	11,56	0,607	0,184	2,104	—	0,344	140,67	**14,10**
84	III	1. 2. 02 vorm.	$4^h\ 59'$	Normallstg.	1 : Vol. = 357,02 $\varepsilon_0=5$ vH = 17,85 ltr	2,44 : . .	5,39 Vol. = 1926,00 $\varepsilon_{0_2}=3$ vH = 57,78 $V_2=$ 1983,78 ltr	68,20	Mm	**12,23**	cm 65,6 =	**0,084**	—	0,976	—	—	—
								3,527	Dg.	11,85	0,445	0,146	1,705	—	0,240	103,53	**19,16**
85	I	30. 1. 02 vorm.	$4^h\ 51'$	unternormale Leistg.	.	.	.	68,13	Mm.	**11,43**	cm 66,6 =	**0,070**	—	0,976	—	—	—
								3,523	Dg.	11,01	0,384	0,134	1,514	—	0,214	94,25	**21,05**
86	IV	5. 2. 02 vorm.	$4^h\ 42'$	2/3 der Normalleistg.	.	.	.	68,48	Mm.	**12,17**	cm 66,0 =	**0,073**	—	0,970	—	—	—
								3,541	Dg.	11,61	0,272	0,097	1,147	—	0,128	63,55	**31,22**
87	V	5. 2. 02 nachm.	$3^h\ 19'$	1/2 der Normalleistg.	.	.	.	68,68	Mm.	**11,81**	cm 65,9 =	**0,074**	—	0,970	—	—	—
								3,551	Dg.	11,54	0,191	0,083	0,807	—	0,070	42,84	**46,31**
Mechanische Baumwoll-Spinnerei																	
88	II	17. 4. 02	$9^h\ 47'$	Normallstg.	$D=451,0$ $S=1350,0$ $\Delta=115,2/0$ $F=1545,4$ 1 : Vol. = 208,63 $\varepsilon_0=4,5$ vH = 9,39 ltr	$D_1=701,0$ $S_1=1350,0$ $\Delta_1=115,2/115,2$ $F_1=3755,3$ 2,50 : . .	$D_2=1100,5$ $S_2=1351,5$ $\Delta_2=120,1/120,1$ $F_2=9398,4$ 6,08 Vol. = 1270,23 $\varepsilon_{0_2}=3,25=41,28$ vH $V_2=$ 1311,51 ltr	72,29	Mm.	**12,09**	cm 65,0 =	**0,065**	—	0,949	—	—	—
								3,257	Dg.	11,89	0,405	0,146	1,553	—	0,233	58,00	**22,61**
Mechanische Seiler-																	
89	III	6. 6. 02	$8^h\ 5'$	3/4 Normalleistg.; gesättigter Dampf	$D=526,1$ $S=1400,0$ $\Delta=130/0$ $F=2106,8$ 1 :	$D_1=800,7$ $S_1=1400,0$ $\Delta_1=130/0$ $F_1=4968,7$ 2,36 :	$2\times D_2=874,55$ $S_2=1400,0$ $\Delta_2=130/130$ $F_2=11748,7$ 5.58	71,40	Mm.	**12,48**	cm 67,2 =	**0,085**	—	0,999	—	—	—
								3,332	Dg.	11,92	0,364	0,135	1,468	—	0,197	72,55	**23,38**
90	V	24. 6. 02	$8^h\ 8'$	3/4 Normalleistg.; überhitzter Dampf	Vol. = 294,95 $\varepsilon_0=4,9$ vH = 14,45 ltr	. .	Vol. = 1644,82 $\varepsilon_{0_2}=3,1$ vH = 50,99 $V_2=$ 1695,81 ltr	71,20	Mm.	**12,35**	cm 67,9 =	**0,084**	—	1,008	—	—	—
								3,323	Dg.	12,19	0,338	0,139	1,507	—	0,231	82,58	**20,53**

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C			verlustlose Maschine					effektives Versuchsergebnis			thermischer Wirkungsgrad	Gütemaßstab	Dampfkessel					Bemerkungen	Quellenangabe
			zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1						für 1 PSi/st										
beobachtet	absolut	Ueberhitzung	spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab.	Ueberhitzg. Sättigungsp.		indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st	Dampfverbrauch für 1 PSi/st	indizierte Kraftleistung	Dampf	Wärmeverbrauch WE	$\frac{637}{\lambda \cdot D_i}$		Anzahl und Bauart	Heizfläche	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs		
t_1 t_1'	$T_1 = 273^0 + t_1$	t	v_1 = berechnet	v_g	ε_1 ε_2	N_i^0 = PS	$D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	N_i^t = PS	D_i = kg	$\lambda_1 D_i$ $\lambda_1' D_i$	$= \eta_{th}$	$r_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D}$		qm	kg		°C		
liegend, mit Ventilsteuerung und Kondensation.																			
fabrik Immenstadt.																			
–	–	–	0,1650	–	–	0,2502	3,998	–	5,357	3554	0,179	0,746	3 Cornwall-Dampfkessel mit je 2 darüber liegenden Dampfsammlern	240	12,6	2,40	201	Hochdr.- u. Mitteldr.-Zyl. u. Aufnehmer I-Mantel für Kesseldampf; Nieddr.-Zyl.-Mantel f. Aufnehmerdampf; feste Expansion bei beiden Versuchen.	Zeitschr. des bayer. Dampfkessel-Rev.-Vereines 1897.
–	–	–	–	–	–	–	–	550,5	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1643	–	–	0,2490	4,017	–	5,382	3571	0,178	0,746		240	13,1	2,34	200		
–	–	–	–	–	–	–	–	572,2	–	–	–	–		–	–	–	–		
Goeggingen bei Augsburg.																			
–	–	–	0,1635	–	–	0,2274	4,398	–	5,58	3704	0,172	0,788	3 bezw. 2 bezw. 1 kombinierter Dampfkessel zu je 190 qm Heizfläche	570	12,4	0,83	über 340	geteilte Niederdruck-Zylinder. Hochdruck-Zylindermantel f. umlaufenden Kesseldampf; Niederdruck-Zylindermantel f. umlaufenden Arbeitsdampf; Mitteldr.-Zyl.- u. Aufnehmer I-Mantel f. reduz. Dampfdruck*) feste Expansion für alle Versuche. *) 5,0 kg/qcm	Versuchsmaterial des »Werk Augsburg.«
–	–	–	–	–	–	–	–	1254,7	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1610	–	–	0,2409	4,151	–	5,36	3558	0,179	0,774		380	14,2	1,20	–	*) 3,4 kg/qcm	
–	–	–	–	–	–	–	–	996,1	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1716	–	–	0,2448	4,086	–	5,08	3367	0,189	0,804		570	8,0	1,37	230	*) 2,9 kg/qcm	
–	–	–	–	–	–	–	–	883,4	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1617	–	–	0,2600	3,847	–	4,92	3265	0,195	0,782		380	8,9	2,00	246	*) 1,9 kg/qcm	
–	–	–	–	–	–	–	–	673,6	–	–	–	–		–	–	–	–		
–	–	–	0,1664	–	–	0,2696	3,709	–	4,99	3310	0,193	0,743		190	12,9	3,37	über 340	*) 1,8 kg/qcm Ueberdruck	
–	–	–	–	–	–	–	–	475,2	–	–	–	–		–	–	–	–		
und Weberei in Kaufbeuren.																			
–	–	–	0,1628	–	–	0,2498	4,004	–	5,44	3610	0,176	0,736	3 Zweiflammrohr-Dampfkessel zu 90 qm Heizfl.	270	13,5	4,86	269	Hochdr.-Zyl.-Mantel für Kesseldampf; Mitteldr.- u. Niedr.-Zyl.-Mäntel f. Aufnehmer-Arbeitsdampf; I. Aufnehmer f. reduz. Frischdampf.	Zeitschrift des bayer. Revisions-Vereines 30. Juni u. 15. Sept. 1903.
–	–	–	–	–	–	–	–	634,2	–	–	–	–		–	–	–	–		
warenfabrik Bamberg.																			
–	–	–	0,1538	–	–	0,2424	4,126	–	5,35	3553	0,179	0,771	2 kombinierte Flammrohr-Röhrenkessel zu 210 qm Heizfl.	420	10,01	2,34	224	geteilter N.-D.-Zyl. 1) Hochdr.-Zyl. abstellbarer Heizmantel für Kesseldampf; 2) Mitteldr.-Zyl. u. Aufnehmer I Frischdampf von reduziert. Druck; Niederdr.-Zyl.-Mantel f. uml. Arbeitsdampf. 1) 0,85 kg/qcm 1) 11,14 kg/qcm 2) 1,9 » 2) 2,8 » Regulator-Eingriff.	Zeitschrift des bayer. Revisions-Vereines 15. Juli u. 15. Sept. 1903.
–	–	–	–	–	–	–	–	767,0	–	–	–	–		–	–	–	–		
239	512	51	0,1817	0,291	1,604 12,80	0,2610	3,832	–	4,91	3380 [3410]	0,189 [0,187]	0,780		420	9,12	0,28	–		
–	–	–	–	–	–	–	–	777,6	–	–	–	–		–	–	–	–		

E. Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen,

Spinnerei und

1 Nr.	2 Versuchs- Zeichen	3 Datum	4 Dauer	5 Betriebsart	6 Zylinderabmessungen Hochdruck $= D$	7 Mitteldruck $= D_1$	8 Niederdruck $= D_2$	9 Uml./min n Kolbengeschw. i. d. Sek. c	10 Dampfdrücke absolut in kg/qcm Eintrittsdruck: Manometer oder Diagramm	11 p	12 Expansions-Enddruck p_e	13 mittlerer Gegendruck p_0	14 mittl. Diagr.-Druck, red. auf Niederdr.-Zyl. p_m	15 Barometerstand = abs. Vakuum in kg/qcm B	16 Zylinderfüllung Hochdr.-Zyl. für p_1 ε_H	17 Füllungs-Vol. $+ \varepsilon_0$ $V_1 = \text{ltr}$	18 Gesamt-Exp. einschl. ε_0 $= \frac{V_2}{V_1}$
91	.	4. 3. 03 vorm.	4h 8'	0,85 Normalleistung (überhitzter Dampf)	$D = 625,7$ $S = 1600,0$ $\varDelta = 160/0$ $F = 2974,4$	$D_1 = 1001,3$ $S_1 = 1600$ $\varDelta_1 = 160/0$ $F_1 = 7774,0$	$D_2 = \{1051,0 ; 1050,2\}$ $S_2 = 1600$ $\varDelta_2 = 160/160$ $F_2 = \{8474,4 + 8461,2\} = 16935,6$	66,86	Mm.	**13,11**	cm 66,6	= **0,101**	—	1,006	—	—	—
								3,566 m	Dg.	12,88	0,393	0,167	1,462	—	0,195	115,64	24,11
					1 :	2,62 :	5,69										
92	.	4. 3. 03 nachm.	4h 0'	0,85 Normalleistung (überhitzter Dampf)	Vol. = 475,90 ε_0=4,8vH=22,84 ltr	.	Vol. = 2709,69 ε_{0_2}=2,9vH=78,58 V_2 = 2788,27 ltr	66,85	Mm.	**13,24**	cm 67,1	= **0,094**	—	1,006	—	—	—
								3,565	Dg.	13,08	0,374	0,158	1,468	—	0,188	112,31	24,83

Städtisches Elektrizitäts-

1 Nr.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
93	I	8. 6. 03	8h 0'	überhitzter Dampf; Hochdr.-Zyl. nicht geheizt;	$D = 702,1$ $S = 1500,0$ $\varDelta = 175/0$ $F = 3751,3$	$D_1 = 1101,6$ $S_1 = 1500,0$ $\varDelta_1 = 175/0$ $F_1 = 9410,5$	$2 \times D_2 = 1201,0$ $S_2 = 1500,0$ $\varDelta_2 = 175/175$ $F_2 = 2 \times 11087,9 = 22175,9$	82,80	Mm.	**10,25**	cm 69,5	= **0,072**	—	1,017	—	—	—
								4,140	Dg.	10,22	0,369	0,175	1,341	—	0,262	179,19	19,37
					1 :	2,51 :	5,91										
94	II	9. 6. 03	8h 3'	gesättigter Dampf Hochdr.-Zyl. geheizt	Vol. = 562,61 ε_0=5,6vH=31,79 ltr	.	Vol. = 3326,39 ε_{0_2} = 4,3 = 144,69 vH V_2 = 3471,08 ltr	83,35	Mm.	**10,39**	cm 69,3	= **0,074**	—	1,017	—	—	—
								4,167	Dg.	9,86	0,406	0,186	1,369	—	0,255	175,25	19,81

F. Dreifach-Expansions-

a) mit Corliss-Schieber

Elektrizitätswerk an der Zoll-

1 Nr.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
95	I	5. 5. 96	7h 13'	Normallstg.	$D = 577,6$ $S = 1002,5$ $\varDelta = 105,0/129,5$ $F = 2511,11$	$D_1 = 925,7$ $S_1 = 1002,5$ $\varDelta_1 = 104,9/129,5$ $F_1 = 6621,29$	$D_2 = 1350,6$ $S_2 = 1002,5$ $\varDelta_2 = 104,9/130,0$ $F_2 = 14217,05$	102,05	Mm.	**11,20**	cm 65,6	= **0,147**	—	1,04	—	—	—
								3,410	Dg.	(11,47) max	0,575	0,156	1,722	—	0,245	75,53	19,67
					1 :	2,64 :	5,66										
96	II	6. 5. 96	7h 26'	größte Lstg.	Vol. = 251,74 ε_0=5,5vH=13,85 ltr	.	Vol. = 1425,29 ε_{0_2} = 4,25 = 60,57 vH V_2 = 1485,86 ltr	101,31	Mm.	**11,17**	cm 66,5	= **0,137**	—	1,04	—	—	—
								3,385	Dg.	(11,51) max	0,725	0,193	2,068	—	0,336	98,43	15,09

b) mit Ventilsteuerung

Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbau-

1 Nr.	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
97	.	21. 8. 02 vorm.	4h 47'	Normalleistung; Hochdr.-Zyl.-Mant. geheizt (gesättigter Dampf)	$D = 391,1$ $S = 649,0$ $\varDelta = 0/90$ $F = 1169,5$	$D_1 = 640,5$ $S_1 = 649,6$ $\varDelta_1 = 0/90$ $F_1 = 3190,1$	$D_2 = 951,1$ $S_2 = 649,6$ $\varDelta_2 = 0/90$ $F_2 = 7072,7$	144,55	Mm.	**12,86**	cm 65,2	= **0,089**	—	0,975	—	—	—
								3,130	Dg.	12,52	0,484	0,181	1,849	—	0,249	26,49	18,25
					1 :	2,22 :	6,05										
98	.	30. 9. 02 nachm.	3h 58'	1/2 d. Normallstg.; Hochdr.-Zyl.-Mantel nicht geheizt (gesättigter Dampf)	Vol. = 75,90 ε_0=10 vH=7,59 ltr	.	Vol = 459,44 ε_{0_2} = 5,25 = 24,12 vH V_2 = 483,56 ltr	145,37	Mm.	**12,23**	cm 66,0	= **0,070**	—	0,967	—	—	—
								3,148	Dg.	11,74	0,263	0,140	0,959	—	0,067	12,67	38,17
99	.	22. 8. 02 vorm.	4h 39'	Normalleistung; Hochdr.-Zyl.-Mantel nicht geheizt (überhitzter Dampf)	.	.	.	144,42	Mm.	**12,71**	cm 65,5	= **0,087**	—	0,978	—	—	—
								3,127	Dg.	12,29	0,446	0,161	1,887	—	0,293	29,83	16,21
100	.	22. 8. 02 nachm.	4h 6'	Normalleistung; Hochdr.-Zyl.-Mantel nicht geheizt (überhitzter Dampf)	.	.	.	144,68	Mm.	**12,74**	cm 65,4	= **0,089**	—	0,978	—	—	—
								3,133	Dg.	12,24	0,436	0,161	1,797	—	0,276	28,54	16,94

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Dampftemperatur für Eintrittsdruck p_1 in °C			verlustlose Maschine					effektives Versuchsergebnis			thermischer Wirkungsgrad	Gütemaßstab	Dampfkessel					Bemerkungen	Quellenangabe
			zugehörig zum Eintrittsdruck p_1 bezw. Temperatur T_1						für 1 PS$_i$/st										
beobachtet	absolut	Ueberhitzung	spezif. Dampfvolumen $v_1 = u_1$ Tab. v_1 = berechnet	Ueberhitzg. Sättigungsp. v_g	ε_1 ε_2	indizierte Arbeit für 1 kg Dampf und 1 st N_i^0 = PS	Dampfverbrauch für 1 PS$_i$/st $D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$	indizierte Kraftleistung N_i^t = PS	Dampf D_i = kg	Wärmeverbrauch WE $\lambda_1 D_i$ $\lambda_1' D_i$	$\frac{637}{\lambda \cdot D_i} = \eta_{th}$	$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}$	Anzahl und Bauart	Heizfläche qm	Speisewasser auf 1 qm Heizfl. u. 1 st kg	Kondensationswasser der Dampfleitung in vH des Speisewassers	Temperatur im Fuchs °C		
t_1 t_1'	$T_1 = 273^0 + t_1$	t																	

liegend, mit Ventilsteuerung und Kondensation.

Weberei Erlangen.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
253,3	526,3	**62,4**	0,1763	0,313	1,775 13,58	0,2699	3,705	—	**4,80**	3335 [3371]	**0,191** [0,189]	**0,772**	4 Zweiflammrohrkessel zu 90 qm Heizfl. mit je 1 mittelbar geheiztem Ueberhitzer	360	16,3	1,18	272	Regulator-Eingriff. geteilter Niederdruck-Zylinder; Hochdr.-Zyl.-Mantel nicht geheizt.	Versuchsmaterial von »Werk Augsburg«.
—	—	—	—	—	—	—	—	1178,6	—	—	—	—		—	—	—	—	Mäntel d. Mittel- u. Niederdr.-Zylinder f. Arbeitsdampf.	
252,3	525,3	**60,9**	0,1742	0,306	1,756 14,14	0,2720	3,677	—	**4,59**	3186 [3219]	**0,200** [0,198]	**0,801**		360	15,6	1,23	272	Hochdr.-Zyl.-Mantel schwach geheizt.	
—	—	—	—	—	—	—	—	1180,8	—	—	—	—		—	—	—	—		

werk Straßburg i/E.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
250,8	523,8	**70,8**	0,2264	0,4347	1,92 10,09	0,2620	3,817	—	**4,43**	3080 [3118]	**0,207** [0,204]	**0,861**	4 Steinmüller-Wasserrohrkessel zu 228 qm Heizfl., 1 unmittelbar geheizter Ueberhitzer	912	8,25	3,09	—	geteilter Niederdruck Zylinder; Hochdr.-Zyl. abstellbarer Kesseldampf; Mitteldr.-Zyl. u. Aufnehmer I-Mantel: Innenheizung mit reduziertem Druck; Niederdr.-Zyl.-Mantel uml. Arbeitsdampf. Feste Expansion.	Versuchsmaterial von »Werk Augsburg«.
—	—	—	—	—	—	—	—	1641,9	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,1878	—	—	0,2397	4,172	—	**5,41**	3579	**0,178**	**0,771**		912	10,19	1,77	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	1686,5	—	—	—	—		—	—	—	—		

Dampfmaschinen, stehend,

und Zentralkondensation.

vereins-Niederlage in Hamburg.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
—	—	—	0,1749	—	—	0,2378	4,204	—	**5,82**	3858	**0,165**	**0,722**	2 kombinierte Flammrohr-Röhrenkessel zu 250 qm Heizfläche mit 2 Dampfsammlern	750	8,93	3,29	220	Hochdr.- u. Mitteldr.-Zyl.-Mantel für Kesseldampf; Niederdr.-Zyl.-Mantel für Arbeitsdampf. Unmittelb. Verkupplung mit Dynamos. Arbeiten auf konstante Widerstände.	Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure Bd. 42, 1898.
—	—	—	—	—	—	—	—	1113,1	—	—	—	—		—	—	—	—		
—	—	—	0,1754	—	—	0,2313	4,324	—	**5,81**	3852	**0,165**	**0,744**		750	10,63	3,09	223		
—	—	—	—	—	—	—	—	1327,5	—	—	—	—		—	—	—	—		

und Kondensation.

gesellschaft Nürnberg A.-G., »Werk Augsburg«.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
191,4	464,4	(+1,4)	0,1536	—	—	0,2398	4,171	—	**5,53**	3675	**0,173**	**0,754**	1 kombinierter Flammrohr-Röhrenkessel zu 200 qm Heizfläche und Ueberhitzer zu 67 » »	200	15,30	1,50	—	Hochdr.-Zyl. abstellbarer Mantel für Kesseldampf; Mitteldr.-u Niederdr.-Zyl.-Mantel für umlaufenden Arbeitsdampf. Unmittelbar mit Dynamo gekoppelt. Arbeiten auf konstante Widerstände.	Versuchsmaterial von »Werk Augsburg«.
—	—	—	—	—	—	—	—	545,5	—	—	—	—		—	—	—	—		
158,9	431,9	(−1,9)	0,1609	—	—	0,2668	3,749	—	**5,77**	3830	**0,166**	**0,650**		200	8,37	1,99	206		
—	—	—	—	—	—	—	—	284,6	—	—	—	—		—	—	—	—		
317,1	590,1	**127,6**	0,2077	0,630	3,33 4 87	0,2771	3,609	—	**4,47**	3243 [3312]	**0,196** [0,192]	**0,807**		200	12,54	0,78	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	556,7	—	—	—	—		—	—	—	—		
263,6	536,6	**74,0**	0,1858	0,366	1,969 8,60	0,2611	3,830	—	**4,88**	3415 [3458]	**0,187** [0,184]	**0,785**		200	13,07	0,90	—		
—	—	—	—	—	—	—	—	580,7	—	—	—	—		—	—	—	—		

Die Wärmebilanz des Zement-Drehofens.

Von **Carl Naske**, Zivilingenieur, Berlin.

Was bis etwa zu Anfang des vorigen Jahres über den Zement-Drehofen veröffentlicht worden ist, war, so viel mir bekannt, mit einer einzigen, weiter unten zu erwähnenden Ausnahme ausschließlich beschreibender Natur. Die Aufgabe, die im Drehofen erzeugte Wärmemenge rechnerisch und durch den Versuch festzustellen, den nutzbaren Verbrauch und den schädlichen Verlust an Wärme zu ermitteln, den Quellen des letzteren nachzugehen und dadurch einen gangbaren Weg des Fortschrittes zu finden — diese dankenswerte Aufgabe hat sich zuerst der Chemiker Dr. Jos. W. Richards gestellt, und er hat sie — formell wenigstens — auch gelöst. Leider ist die Richardssche Lösung, wie sie im Januarheft 1904 des Journal of the American Chemical Society abgedruckt ist, zwar — wie schon vorhin gesagt — in der Ableitung, im Gedankengang richtig, in einzelnen wichtigen Punkten aber dermaßen ungenau, um nicht falsch zu sagen, daß dadurch auch die Folgerichtigkeit der von Richards gezogenen Schlüsse in Mitleidenschaft gezogen ist und starker Berichtigungen bedarf.

Im Hinblick auf die auch in Deutschland rasch wachsende Verbreitung dieser Ofenart erschien es mir daher als ein nützliches Unternehmen, die Aufgabe, die sich Richards gestellt hatte, möglichst unter Zugrundelegung seiner Versuchsangaben, aber unter Vermeidung seiner Irrtümer und auf teilweise andern Wegen, einer einwandfreien Lösung zuzuführen.

Die Versuche, die den folgenden Berechnungen zugrunde liegen, sind in der Fabrik der Dexter Cement Company in Nazareth, Pa., an einem Drehofen von rd. 18 m Länge und 1,8 m Dmr. angestellt. Die Rohmasse hatte folgende Zusammensetzung:

Kieselsäure	13,38 vH
Tonerde und Eisenoxyd	6,04 »
Kalk	41,96 »
Magnesia	1,53 »
Kohlensäure	34,65 »
Wasser	0,43 »

Die gebrannten Zementklinker bestanden aus:

Kieselsäure	21,27 vH
Tonerde	6,42 »
Eisenoxyd	3,18 »
Kalk	66,70 »
Magnesia	2,43 »

Das Heizmittel war ein bituminöser Steinkohlengrus von Fairmount, W. Va., bestehend aus:

Wasser	0,60 vH
vergasbaren Brennstoffen	38,10 »
nicht flüchtigem Kohlenstoff	53,24 »
Asche	8,06 »

Endlich war die chemische Zusammensetzung der Kohle folgende:

Kohlenstoff	73,60 vH
Wasserstoff	5,30 »
Stickstoff	1,70 »
Schwefel	0,75 »
Sauerstoff	10,00 »
Wasser	0,60 »
Asche	8,06 »

Der Ofen wurde in der Stunde mit 2715 kg Rohmasse beschickt, lieferte in diesem Zeitraum 1650 kg fertig gebrannte Klinker und verlor dabei 91 kg = 3,35 vH der Rohmischung als Flugstaub. Auf das Faß = 172 kg fertigem Zement wurden 50 kg Kohle verbraucht.

Die Temperatur der Luft betrug durchschnittlich 20° C; sie war mit Feuchtigkeit gesättigt. Die Schornsteingase hatten, in einer Entfernung von 1,20 m vom oberen Ende des Ofens gemessen, 820° C. Die Temperatur der Klinker betrug, unmittelbar beim Austritt aus der Brenntrommel gemessen, 1200° C. Welche Temperatur die Klinker beim Verlassen der Kühltrommel noch besaßen, gibt Richards nicht an. Es dürfte aber — normaler Ofenbetrieb vorausgesetzt — eher zu hoch als zu niedrig gegriffen sein, wenn man sie an dieser Stelle mit 100° bewertet.

Zwecks Aufstellung einer genauen Wärmebilanz müssen wir uns nun vergegenwärtigen, einerseits: welche Umstände beim Verbrennungsvorgang und beim Verklinkern der Zement-Rohmasse wärmebildend wirken, anderseits: durch welche Kanäle die entwickelten Wärmemengen wieder abfließen. Wir finden dann als Wärmequellen:

1) die Heizkraft des Brennstoffes;
2) die chemische Verbindungswärme der Klinkerbestandteile;

als Wärmeverbraucher:

1) die Klinkerabwärme;
2) die Abwärme der Schornsteingase;
3) die Abwärme des Flugstaubes;
4) etwaige unvollkommene Verbrennung;
5) Austreiben des Wassers aus der Rohmasse;
6) Austreiben der Kohlensäure aus den Karbonaten (Dissoziation);
7) Strahlung und Leitung.

Den folgenden Berechnungen sind als Einheit 100 kg verbrannte Kohle oder 2 Faß fertiger Zement zugrunde gelegt.

A) Die Wärmequellen.

a) Richards berechnet die Heizkraft der Virginia-Kohle mittels der Formel von F. Haas (Kapitel 2 des Berichtes der Geological Survey of West Virginia, Mines and Minerals, September 1903) zu 7900 WE/kg, was im Hinblick auf die oben mitgeteilte Zusammensetzung der Kohle sehr hoch erscheint. Die bekannte Dulongsche (oder Verbands-) Formel

$$h = \frac{8100\,C + 28\,800\,(H - \frac{1}{8}\,O) + 2500\,S - 600\,W}{100}$$

ergibt dagegen nur 7150 WE. Selbstverständlich kann keine von den beiden Formeln auf Genauigkeit Anspruch erheben, da die Kohle ja nicht eine Mischung von festem Kohlenstoff mit gasförmigem Wasser- und Sauerstoff darstellt, und wir werden wahrscheinlich der Wahrheit am nächsten kommen, wenn wir — mangels zuverlässiger kalorimetrischer Bestimmung — aus den beiden obigen Werten das arithmetische Mittel ziehen, also

$$h = \frac{7900 + 7150}{2} = 7525 \text{ WE}$$

setzen.

b) Der dieser Berechnung zugrunde gelegten Einheitsmenge von 100 kg Kohle entspricht eine Erzeugung von 2 Faß Portlandzement = rd. 345 kg. Letztere enthalten:

Kalk	230 kg
Magnesia	8,4 »

Die Wärmemengen, die bei der Verbindung dieser Körper mit der Kieselsäure und der Tonerde der Rohmischung zu Trikalzium- bezw. Magnesium-Silikaten und -Aluminaten frei werden, setzt Richards nach Berthelots »Thermochimie« Band 2 mit 591 WE auf 1 kg Kalk und mit 827 WE auf 1 kg Magnesia ein, wodurch sich eine Gesamt-Wärmeentwicklung von 142819 WE ergibt.

Diese Zahl ist nicht richtig. H. Le Chatelier, dem die Richardsschen Berechnungen vorgelegen haben, sagt darüber[1]:

»Les chaleurs de combinaison de la silice et de l'alumine avec la chaux ne sont pas connues d'une façon complète.

[1]) »Le Ciment« 1905 Nr 1 S. 12.

J'ai fait quelques mesures sur la formation du silicate monocalcique de chaux, SiO_2CaO, et ce sont ces nombres, reproduits inexactement dans différentes publications, qui ont servi de point de départ aux calculs de M. Richards. En réalité, ces chiffres conduisent à une valeur moitié moindre que celle donnée par M. Richards, soit 64000 au lieu de 142819 calories.«

Ich zögere nicht, die durch die Autorität eines Le Chatelier gedeckte Zahl als richtig zu betrachten und in die Wärmebilanz einzustellen.

B) Der Wärmeverbrauch.

c) Eine der Hauptfehlerquellen der Richardsschen Aufstellung bildet die Messung und Berechnung der Klinkerabwärme, welche wie folgt beschrieben und dargelegt wird:

»In ein Kalorimeter mit 790 g Wasser wurde unmittelbar am Auslaufende des Ofens eine gewisse Menge heißer Klinker eingelassen. Das Gewicht der Klinkermenge wurde nach dem Versuch durch Abfiltern, Trocknen, Erhitzen bis zur Rotglut und Wägen zu 95 g festgestellt. Die 1200^0 heiße Klinkermasse erwärmte das Wasser von 20,5 auf $54{,}5^0$, die Temperatur stieg also um 34^0. Beim Fallen der Temperatur der Klinker auf $54{,}5^0$ werden demnach

$$(790 \cdot 34) : 95 = 283 \text{ WE}$$

auf 1 g Klinker frei. Als Außentemperatur wurden 20^0 angenommen. Der Klinker würde mehr als 283 WE abgegeben haben, wenn seine Temperatur auf 20^0 gefallen wäre. Nehmen wir seine spezifische Wärme zu 0,2 an, so beträgt die Aenderung $0{,}20 \cdot 35 = 7$ WE und die Gesamtwärme im Klinker über 20^0 stellt sich auf

$$283 + 7 = 290 \text{ WE}.$$

Die Gesamtwärme in den hergestellten 345 kg heißen Klinkern beträgt also $290 \cdot 345 = 100050$ WE.«

Hier übersieht Richards, daß die Klinker wohl die Brenntrommel mit einer Temperatur von 1200^0, die Kühltrommel dagegen — die einen unerläßlichen Bestandteil der Anordnung bildet — höchstens mit 100^0 verlassen, und daß fast die gesamte in den Klinkern aufgespeicherte Wärme für die Winderhitzung nutzbar gemacht wird[1]).

Setzen wir also die Endtemperatur der Klinker gleich 100^0 und ihre spezifische Wärme gleich 0,2, so ist die Klinkerabwärme

$$345 \cdot 0{,}2 \cdot (100 - 20) = 5520 \text{ WE}.$$

d) Um den Verlust durch die Abwärme der Schornsteingase festzustellen, ist es vor allem nötig, ihre Menge zu ermitteln. Zur Verbrennung von 1 kg eines Brennstoffes sind bekanntlich

$$\left(\frac{8}{3} C + 8 H + S - O\right) \frac{100}{23} \text{ kg Luft}$$

erforderlich, im vorliegenden Falle also

$$\left(\frac{8}{3} \cdot 0{,}736 + 8 \cdot 0{,}053 + 0{,}0075 - 0{,}10\right) \frac{100}{23} = 9{,}97 \text{ kg}.$$

Für 100 kg ergibt das $997 \text{ kg} = \frac{997}{1{,}29} = 771$ cbm bei 0^0 und 760 mm Barometerstand — theoretisch —, davon 79 vH = 610 cbm Stickstoff und 21 vH = 161 cbm Sauerstoff, während Richards die Menge des Stickstoffs in den eigentlichen Verbrennungsprodukten auf unmittelbarem Wege zu 749 cbm berechnet.

Daraus folgt mit völliger Sicherheit, daß auch die Richardssche Rauchgasanalyse — 10,2 vH CO_2, 11,8 vH O, 0,2 vH CO, N nicht bestimmt — nicht richtig sein kann. Es ist in der Richardsschen Arbeit leider nicht angegeben, wie die Gasproben genommen wurden; höchstwahrscheinlich ist es indes mit dem Orsat-Apparat an einer einzigen Stelle des Abzugschlotes und ziemlich dicht hinter dem oberen Ende der Brenntrommel geschehen. Nun folgt aus der Natur des Brennvorganges im Drehofen, daß dort eine gewisse Schichtung der Rauchgasmassen eintritt, die sehr leicht, wie der vorliegende Fall zeigt, zur Ursache der Fehlerhaftigkeit der Gasanalyse werden kann, wenn die Proben immer nur einer Stelle und nicht, wie es geschehen sollte, an verschiedenen Stellen des Abzugsschlotes, die außerdem von dem Eintrittende der Brenntrommel möglichst entfernt sein müßten, entnommen werden. Beim Ringofen z. B., wo die Abgase vor ihrem langen Wege durch den Rauchsammler zum Schornstein unter mehrfacher Aenderung ihrer Bewegungsrichtung noch durch Ventile strömen müssen, werden solche Beobachtungsfehler selten oder nie vorkommen. Der sicherste Weg, um auch beim Drehofen einen wirklichen Durchschnitt aus dem Gasgemenge zu erhalten, wäre, das Gas mittels eines Exhaustors abzusaugen und hinter diesem erst die Proben für den Orsat-Apparat zu entnehmen.

Vernachlässigen wir den geringen Kohlenoxydgehalt unter der Begründung, daß ein solcher bei regelrechtem Ofengang überhaupt nicht vorkommen soll und darf, und verwenden wir einige Geduld auf eine Reihe von Wahrscheinlichkeitsrechnungen, so finden wir endlich, daß die Gasanalyse wie folgt aussehen muß:

$$CO_2 = 13 \text{ vH}$$
$$O = 11{,}19 \text{ »}$$
$$N = 75{,}81 \text{ »}$$

Die bei der Verbrennung von 100 kg Kohle von der eingangs erwähnten Zusammensetzung entwickelte Menge Kohlensäure beträgt:

$$C + \frac{32}{12} C = 73{,}6 + 196{,}25 = 269{,}85 \text{ kg} = 137{,}3 \text{ cbm } CO_2.$$

Hierzu kommt die aus der Rohmasse ausgetriebene Kohlensäure. Der Klinker enthält (s. oben)

66,7 vH Kalk und
2,43 » Magnesiumoxyd.

Es sind daher in der Einheitsmenge — 345 kg — Klinker

$$\left(\frac{345 \cdot 0{,}667 \cdot 44}{56} + \frac{345 \cdot 0{,}0243 \cdot 44}{40}\right) = (180{,}8 + 9{,}166)$$
$$= 189{,}966 \text{ kg} = 96{,}6 \text{ cbm } CO_2$$

enthalten.

Die Menge der im ganzen entwickelten Kohlensäure beträgt folglich:

$$137{,}3 + 96{,}6 = 233{,}9 \text{ cbm } CO_2;$$

sie macht laut Gasanalyse 13 vH des Volumens der stündlichen Gesamt-Rauchgasmenge aus, wenn wir vom Wasserdampf und der schwefligen Säure, von denen weiter unten die Rede sein wird, vorläufig absehen. Das Volumen der trockenen Schornsteingase ist also

$$V_g = \frac{233{,}9}{13} \cdot 100 = 1799 \text{ cbm};$$

es setzt sich zusammen aus

13 vH CO_2 = 233,9 cbm
11,9 » O = 201,4 »
75,81 » N = 1363,7 »

Die 201,4 cbm Sauerstoff bilden mit $\frac{201{,}4}{21} \cdot 79 = 757$ cbm Stickstoff die überschüssige Luft, und der Luftüberschußkoeffizient, berechnet aus dem Verhältnis der Gesamt-Stickstoffmenge zu derjenigen in den eigentlichen Verbrennungsprodukten, ergibt sich zu

$$\eta = \frac{1363{,}7}{1363{,}7 - 757} = 2{,}247.$$

Nahezu derselbe Wert muß sich aus der Gasanalyse berechnen lassen:

$$\eta = \frac{21}{21 - 79 \frac{o}{n}} = \frac{21}{21 - 79 \cdot \frac{11{,}19}{75{,}81}} = 2{,}248.$$

Annähernd gleiche Uebereinstimmung zeigen die beiden errechneten Werte für die Stickstoffmenge in den eigentlichen Verbrennungsprodukten: 610 und 606,7 cbm, was uns als ein weiterer Beweis für die Richtigkeit unsrer Gasanalyse dienen muß.

Der Wasserdampf auf 100 kg verbrauchte Kohlen stellt sich auf folgenden Betrag:

α) Die Kohle enthält 5,3 vH Wasserstoff und 0,6 vH Wasser, die zusammen

$$\frac{5{,}3 \cdot 9 + 0{,}6}{0{,}8048} = 60 \text{ cbm}$$

ergeben.

[1]) Naske: Die Portland-Zement-Fabrikation, S. 117; Lathbury und Spackman: The Rotary Kiln, S. 148.

β) Die Rohmasse enthält auf 100 kg Kohle 2,44 kg Wasser (was, nebenbei gesagt, ungemein wenig ist; hierzulande wird man mindestens mit dem 10fachen dieser Zahl rechnen müssen), die sich in rd. 3 cbm Wasserdampf verwandeln.

γ) Nehmen wir an, daß die Luft, wie Richards angibt, wirklich gesättigt war, so haben

$$771 \cdot 2{,}247 = 1732 \text{ cbm Verbrennungsluft}$$

bei 20° Außentemperatur

$$\frac{1732 \cdot 0{,}017177}{0{,}8048} = 36{,}9 \text{ cbm Wasserdampf}$$

ergeben.

Die Gesamtmenge des Wasserdampfes beträgt daher stündlich:

$$60 + 3 + 36{,}9 = 99{,}9 \text{ cbm.}$$

Endlich geben noch 0,75 vH Schwefel 0,52 cbm schweflige Säure.

Nunmehr sind wir in der Lage, die tatsächliche Zusammensetzung der Schornsteingase anzugeben und durch einfache Multiplikation mit den noch zu ermittelnden Werten für die spezifische Wärme den durch diese Abgase herbeigeführten Wärmeverlust zu berechnen. Die stündlich erzeugte Gasmenge besteht aus

233,9 cbm CO_2
201,4 » O
1363,7 » N
99,9 » H_2O in Dampfform
0,52 » SO_2

zusammen $V_0 = 1899{,}42$ cbm, auf 0° C und 760 mm Quecksilbersäule berechnet.

Zur Ermittlung der spezifischen Wärme für die einzelnen Gasarten bedienen wir uns der Formeln von Mallard und Le Chatelier[1]), wonach

α) für CO_2 (μ = Molekulargewicht, c = spezifische Wärme bezogen auf 1 kg, C = spezifische Wärme, bezogen auf 1 cbm):

$$\mu (c_v)_t = 6{,}3 + 0{,}006\, t - 0{,}00000118\, t^2$$
$$\mu (c_p)_t = \mu (c_v)_t + 2$$
$$(C_p)_t = \frac{\mu (c_p)_t}{22{,}4}$$
$$\left.\begin{array}{l}(C_p)_{20} = 0{,}376 \\ (C_p)_{820} = 0{,}555\end{array}\right\} (C_p)_{420} = 0{,}465.$$

β) für O und N:

$$\mu (c_v)_t = 4{,}8 + 0{,}0006\, t$$
$$\mu (c_p)_t = \mu (c_v)_t + 2$$
$$(C_p)_t = \frac{\mu (c_p)_t}{22{,}4},\ (C_p)_{420} = 0{,}314.$$

γ) für Wasserdampf:

$$\mu (c_v)_t = 5{,}61 + 0{,}00328\, t$$
$$\mu (c_p)_t = \mu (c_v)_t + 2$$
$$(C_p)_t = \frac{\mu (c_p)_t}{22{,}4},\ (C_p)_{420} = 0{,}401.$$

Der Einfluß der schwefligen Säure auf das Endergebnis ist verschwindend und kann ohne weiteres vernachlässigt werden.

Der Wärmeaufwand für die Temperaturerhöhung des Gasgemenges um 1° C beträgt:

$$(233{,}9 \cdot 0{,}465) + (201{,}4 \cdot 0{,}314) + (1363{,}7 \cdot 0{,}314) + (99{,}9 \cdot 0{,}401) = 640 \text{ WE,}$$

und der Gesamtwärmeverlust durch die Abgase bei 20° C Außen- und 820° C Abgangstemperatur:

$$640 \cdot 800 = 512000 \text{ WE.}$$

e) Die stündliche **Flugstaubmenge** beträgt bei 3635 Pfd. (9,56 Faß zu 380 Pfd.) Klinkererzeugung 200 Pfd. = 90,8 kg und auf 100 kg Kohle = 2 Faß umgerechnet: 19 kg, welche:

$$19 \cdot 0{,}21 \cdot 800 = 3192 \text{ WE}$$

mit sich fortnehmen.

f) Wärmeverluste durch **unvollkommene Verbrennung** dürfen im regelrechten Betriebe eigentlich nicht vorkommen. Andernfalls bestimmt man den Verlust durch das unverbrannt entweichende Kohlenoxyd nach Analogie der Rechnung unter d).

g) Die Rohmasse enthält auf 100 kg verbrannter Kohle 2,44 kg Wasser, zu dessen Verwandlung in Dampf von 20° C

$$2{,}44 \cdot 593 = 1446 \text{ WE}$$

erforderlich sind.

h) Der **Wärmeaufwand für die Dissoziation** des kohlensauren Kalkes und der kohlensauren Magnesia beträgt[1]):

435 WE für 1 kg $CaCO_3$, 990 WE für 1 kg CO_2 aus $CaCO_3$
213 » » 1 » $MgCO_3$, 407 » » 1 » » » $MgCO_3$.

Die der Verbrennung von 100 kg Kohle entsprechende Menge Klinker enthält (s. unter b): 230 kg CaO
und 8,4 » MgO,

welchen $\frac{230 \cdot 44}{56} = 180{,}8$ kg

und $\frac{8{,}4 \cdot 44}{40} = 9{,}2$ » CO_2

entsprechen.

Es müssen also im ganzen

$$180{,}8 \cdot 990 = 178960 \text{ WE}$$
$$9{,}2 \cdot 407 = 3732 \text{ »}$$
$$\text{zusammen } 182692 \text{ WE}$$

zum Austreiben der Kohlensäure aus den Karbonaten aufgewendet werden[2]).

i) Der **Wärmeverlust durch Leitung und Strahlung** ist, wie üblich, aus der Differenz zwischen Wärmeentwicklung und Wärmeverbrauch zu bestimmen.

Wärmebilanz.

A) Wärmequellen.

a) Heizkraft der Kohle	752 500 WE	= 92,16 vH
b) chemische Verbindungswärme	64 000 »	= 7,84 »
		100,00 vH = 816 500 WE.

B) Wärmeverbrauch.

c) Klinkerabwärme	5 520 WE	= 0,67 vH
d) Abwärme der Schornsteingase	512 000 »	= 62,70 »
e) Wärme im Flugstaub	3 192 »	= 0,39 »
f) unvollkommene Verbrennung	—	—
g) Wasserverdampfung	1 446 »	= 0,17 »
h) Dissoziation	182 692 »	= 22,37 »
i) Leitung und Strahlung	111 650 »	= 13,70 »
		100,00 vH = 816 500 WE.

Folgerungen.

Die vorstehenden Untersuchungen lassen folgende Schlüsse zu:

1) Die chemische Verbindungswärme ist, obwohl sie nur einen kleinen Bruchteil — 7,84 vH — der insgesamt entwickelten Wärme darstellt, für den Brennvorgang und für die Verklinkerung doch von großer Bedeutung. Vergegenwärtigen wir uns, daß die Flammentemperatur der Heizgase (t der Außenluft = 0 angenommen)

$$T = \frac{752500}{(233{,}9 \cdot 0{,}465) + (201{,}4 \cdot 0{,}314) + (1363{,}7 \cdot 0{,}314) + (99{,}9 \cdot 0{,}401)} = 1175° \text{ C,}$$

die Temperatur der die Brenntrommel verlassenden, wie der Augenschein lehrt, schon erheblich abgekühlten, aus dem

[1]) »Hütte« 1902 I S. 341, 342 und 287.

[1]) Berthelot, Thermochimie II.

[2]) Durch ein an die falsche Stelle gesetztes Komma erhält Richards hier nur 21628 WE, was allein schon hinreicht, um seine ganze Aufstellung unbrauchbar zu machen. Berichtigt man dieses Versehen, so bleibt bei Richards ein Bedarf von rd. 150000 WE doch immer noch ohne Deckung!

schmelzweichen in den harten Zustand übergegangenen Klinker, mit einem Le Chatelierschen Pyrometer gemessen, aber 1200° C beträgt, während die Sintertemperatur der Zementrohmasse bei etwa 1500° C liegt, so wird uns klar, daß die chemische Verbindungswärme die Bestimmung hat, die unzureichende pyrometrische Wirkung der Kohlenstaubflamme auf die für den Verklinkerungsvorgang nötige Höhe zu bringen, und daß der letztere ohne ihr wirksames Hinzutreten überhaupt nicht zustande kommen würde.

Es ist sicherlich Richards' Verdienst, auf die Wichtigkeit dieses Umstandes zuerst hingewiesen zu haben, den man bis dahin vollständig vernachlässigen zu dürfen glaubte. So ist in der meines Wissens ersten Abhandlung[1]), in der versucht wird, den Vorgängen im Zement-Drehofen rechnerisch nachzugehen und die ich gleich zu Anfang dieser Abhandlung erwähnt habe, auf S. 10 gesagt:

»These plus — (dehydration of the aluminium silicate) — and minus — (reaction of the lime on the silica and alumina) — quantities may be regarded, without serious error, as balancing each other.«

In Rechnung gestellt wird also nur der Wärmeaufwand für die Dissoziation, während die chemische Verbindungswärme gleich null gesetzt wird, was — wie wir jetzt wissen — unzulässig ist und zu unrichtigen Schlüssen führt.

Aber nicht nur die Rechnung zeigt uns die ausschlaggebende Bedeutung der Verbindungswärme, auch der praktische Versuch führt zu demselben Ergebnis. Dr. Müller in Rüdersdorf hat einen durch 6 Monate ohne Unterbrechung betriebenen Drehofen angehalten und ihm nach 10stündiger Abkühlung 20 Proben entnommen, die je 1 m voneinander entfernt im Ofen lagen. Die Proben waren fortlaufend numeriert; Probe 1 lag 2 m vom Auslauf entfernt, während Probe 20 am hinteren Ende des Ofens, also am Einlauf entnommen ist. Die Analysen führten zu folgendem Ergebnis[2]):

	SiO_2	$Al_2O_3 + Fe_2O_3$	CaO	MgO	SO_3	Glühverlust	
1.	22,24	9,33	65,38	1,30	1,24	0,56	Portlandzement
2.	22,26	9,34	65,44	1,28	1,22	0,66	
3.	22,24	9,32	65,40	1,27	1,22	0,84	
4.	22,10	9,20	65,20	1,25	1,21	1,30	
5.	20,08	8,20	60,05	1,10	1,20	9,80	Uebergang
6.	19,46	6,41	56,75	0,90	1,25	15,28	
7.	19,04	6,72	53,10	0,82	1,14	19,54	Leichtbrand
8.	18,88	6,35	49,75	0,89	1,22	23,43	
9.	18,94	5,15	46,20	0,79	1,08	28,30	
10.	19,20	6,05	48,10	0,92	1,04	25,00	
11.	18,86	6,10	47,80	0,90	1,05	25,73	
12.	19,10	4,70	45,85	0,84	1,15	28,52	
13.	18,75	5,80	46,40	0,75	1,24	27,28	
14.	18,43	5,32	46,42	0,72	1,20	27,88	
15.	18,76	5,08	47,36	0,80	1,24	27,04	
16.	18,56	4,35	45,35	0,76	1,20	29,92	Uebergang
17.	18,88	4,15	44,16	0,70	1,10	31,38	Rohmasse
18.	20,18	3,62	42,10	0,63	0,90	32,75	
19.	20,04	3,40	42,15	0,60	0,76	33,34	
20.	21,06	3,01	42,05	0,58	0,84	33,26	

Die Zahlentafel läßt sofort drei scharf voneinander getrennte Reihen erkennen, zwischen denen zwei »Uebergänge« stehen. Reihe 1, Proben 20 bis 17, ist Rohmasse, der nur ganz geringe Mengen Kohlensäure durch die Heizgase entzogen sind; dann folgt ein Uebergang: Probe 16, zur zweiten Reihe — Proben 15 bis 6 —, welche Leichtbrand darstellt. Auch in der zweiten Reihe geht die Dissoziation der Karbonate immer noch ganz allmählich vor sich; die Farbe, die bei den Proben der ersten Reihe rötlichgelb war, bleibt bis einschließlich Probe 6 hellgelb, um sich bei Probe 5 plötzlich in ein helles Grau zu verwandeln. Die Proben 4 bis 1 dagegen zeigen sich schon als gut gesinterte Klinker und weisen die dem Portlandzement eigentümliche schwärzlichgrüne Färbung auf. Der Weg der Rohmasse von Probe 20 bis 6 wird gekennzeichnet durch eine langsam vorschreitende Entgasung und steigende Erwärmung bis zu dem Punkte — Probe 5 —, wo die chemische Reaktion mit voller Macht einsetzt und binnen weniger Minuten die Umwandlung der Masse in fertigen Portlandzement vollzieht, genau so, sagt Richards, »wie sich ein Haufen Anthrazitkohle entzündet, wenn er zur Rotglut erhitzt wird«.

2) Die unausgenutzt durch den Schornstein entweichende Wärme der Abgase: 512000 WE, macht 62,70 vH, also nahezu zwei Drittel des gesamten Wärmeverbrauches aus. 68 vH vom Heizwert der Kohle gehen auf diesem Wege verloren.

Man hat bisher auf zweierlei Weise versucht, diesen übermäßigen Verlust zu vermindern und auf ein erträgliches Maß herabzudrücken: einmal durch Anwendung längerer Brenntrommeln, anstatt 18 m Längen von 24, 26 und 30 m, und Verwendung der herabgekühlten Abgase zum Trocknen des Rohstoffes; das andremal, indem man eine kleinere Länge beibehielt und einen Doppelbrenner anwandte, durch Steigerung der Abgangstemperatur der Gase auf etwa 1100° C zum Heizen von Dampfkesseln.

Das erstere Verfahren geht von dem an sich sehr richtigen Gedanken aus, daß der geeignetste Platz, die Wärme auszunutzen, vor allem der Ofen selbst ist. Sie vollkommen auszunutzen, wird natürlich nie möglich sein; bedingt doch schon eine Abgangstemperatur von 300° C eine Länge von etwa 50 m der Brenntrommel, also 5 m mehr als bei den bisher bekannt gewordenen längsten Oefen, den beiden Drehöfen in Edisons Anlage in New Village, N. J.[1]). Die Schwierigkeiten in der Herstellung, der Aufstellung und dem Betrieb von solch gewaltig langen Trommeln liegen auf der Hand und werden sicher verhindern, daß Edison viele Nachahmer findet. Wenn man also gegebenenfalls der Brenntrommel die noch keine empfindlichen Unbequemlichkeiten verursachende Höchstlänge von 30 m gibt, mit den Abgasen den Rohstofftrockner heizt und die Abwärme der Klinker zum Vorwärmen der Verbrennungsluft sowie zum Trocknen der Kohle verwendet, so ist damit alles geschehen, was sich tun läßt, um eine möglichst wirtschaftliche Arbeitsweise dieser Ofenart zu erzielen, und eine weitere Verbesserung des Nutzeffektes wird auf diesem Wege nicht mehr zu erreichen sein.

Dagegen scheint das oben erwähnte zweite Verfahren besser wirtschaftliche Ergebnisse zu liefern, vorausgesetzt, daß die Zahlen des Berichtes von B. G. Boilleau und C. W. Lyon[2]) einwandfrei sind. Danach hat Prof. Carpenter von der Cornell-Universität auf der Anlage der Cayuga Lake-Portland-Zementgesellschaft die Einrichtung getroffen, daß die 1100° C heißen Abgase zweier mit Doppelbrennern ausgerüsteter Drehöfen von je 18 m Länge zur Heizung eines zwischen den beiden Oefen stehenden Dampfkessels und eines Greenschen Rauchgasvorwärmers dienen, wodurch angeblich eine Ersparnis von 23,8 kg Steinkohle für das Faß Zement erzielt wurde. Auch A. B. Helbig[3]) kommt — ob aus Erfahrung oder durch Ueberlegung, vermag ich im Augenblick nicht festzustellen — zu gleich günstigen Schlüssen.

Jedenfalls erscheint es wünschenswert, wenn durch einen ausgedehnten Versuch an einer deutschen Anlage über diesen Punkt volle Klarheit geschaffen würde, und es ist eigentlich merkwürdig, daß die an der Drehofenfrage beteiligten Kreise noch gar keine Veranlassung genommen haben, durch den Nachweis, daß eine so bedeutende Ersparnis an dem vielfach bemängelten hohen Kohlenverbrauch dieser Betriebsart möglich sei, ihre Interessen in der denkbar wirksamsten Weise zu fördern.

Die Darlegung und rechnerische Begründung eines dritten Verfahrens zur Herbeiführung von Ersparnissen im Drehofenbetriebe behalte ich mir für einen weiteren Aufsatz vor.

[1]) Stanger und Blount: The rotatory process of cement manufacture, Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers Bd. CXIV, London.
C. Naske: Der Brennmaterialverbrauch in Drehrohröfen, Tonindustrie-Zeitung 1903 Nr. 111.
[2]) Tonindustrie-Zeitung 1903 Nr. 14.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 385; Engineering News 24. Dezember 1903.
[2]) Cement and Engineering News 1904 S. 164.
[3]) Vergl. Z. 1905 S. 498.

Der mechansiche Wirkungsgrad und die indizierte Leistung der Gasmaschine.

Je häufiger Wissenschaftler und Fachleute auf diesen Gegenstand zurückkommen, um so mehr will es mir scheinen, daß eine Entscheidung in den schwebenden Fragen durch die Vielseitigkeit der Meinungsäußerungen und deren mehr oder weniger hervortretenden individuellen Charakter kaum gefördert wird. Je nach der Art der Anschauung, die sich der Einzelne infolge besondrer Veranlagung und seines besondern Bildungsganges erworben hat, werden sich die Urteile scharf gegeneinander abheben. Hierbei darf nicht vergessen werden, daß die vorliegende Frage eine Förderung durch Aufstellung neuer, logisch entwickelter Begriffsysteme kaum finden wird. Die Grundbegriffe der Technik entsprechen eingewurzelten Anschauungen. Man muß sich davor hüten, unnötig Neues zu den durch die Gewohnheit eingebürgerten Begriffen hinzuzufügen. Die unvermeidlich partikularistische Denkweise des Einzelnen ist ohnehin schon leicht geneigt, das Erstrebenswerte, nämlich die Einheitlichkeit der Vorstellungen und ihre elementare Einfachheit, stark zu beeinträchtigen.

Der Normenausschuß empfiehlt das Abzugverfahren in der Form, alle indizierten Arbeiten der Arbeitsmaschine mit dem Vorzeichen einzusetzen, wie es der Wirkungsweise der Drücke als treibender oder hemmender Kräfte entspricht. Das Verfahren ist übersichtlich und steht, wie wiederholt nachgewiesen worden ist, mit der früheren Handhabung der Begriffe in keinem maßgebenden Widerspruch. Es hat ferner den großen Vorzug, daß bei ihm die Maschine als einheitliches in sich geschlossenes Ganze betrachtet wird, während alle andern vorgeschlagenen Verfahren die Vorgänge in einem einzelnen Organ der Maschine oder in einzelnen Arbeitsperioden aus dem Zusammenarbeiten der Maschine herausgreifen und in Beziehung zum Nutzwert der ganzen Maschine setzen. Wohin es aber führt, wenn man einmal eine zusammengesetzte Maschine in Einzelwirkungen zu zerstückeln beginnt, zeigt die Vielseitigkeit der Vorschläge. Gegenüber der grundlegenden, durchaus einfachen Vorstellung des Abzugverfahrens, nach der die im Arbeitsmedium zugeführte Energie in den einzelnen Arbeitsräumen ein periodisch wiederkehrendes Spiel meßbarer Drücke hervorruft, deren Gesamtwirkung in Beziehung zur gesamten mechanischen Wirkung der Maschine gesetzt wird, richten alle andern Verfahren innerhalb dieser Druckwirkungen Grenzen auf, deren Lage meist nicht genau bestimmbar ist. Trennt man z. B. bei den Verbrennungsmotoren die Druckwirkungen in solche, die lediglich zum Arbeitsvorgang gehören, und solche, die als Folge des Ladevorganges anzusehen sind, so ist es selbst bei dem in dieser Richtung einfachsten Fall der Zweitaktmaschine sehr zweifelhaft, ob das ganze Diagramm des Arbeitzylinders als reines »Arbeitsdiagramm« angesehen werden darf. Der Linienzug dieses Diagrammes während des Ausspülens und Ladens im äußeren Totpunkt gehört seinem ganzen Wesen nach nicht zum »Arbeitsdiagramm«. Die Drücke der arbeitleistenden Zylinder und die nach Riedlerscher Vorstellung zum Maschinenwiderstand gehörenden Pumpendrücke stehen ja während dieses Teiles in inniger Wechselwirkung. Eine Loslösung der Druckwirkungen des Arbeitzylinders von denjenigen des Pumpenzylinders ist streng genommen gar nicht möglich. Es gibt in keinem Fall ein streng begrenztes »Arbeitsdiagramm«, auch bei der Viertaktmaschine nicht. Dort gibt es nur einen positiven und einen negativen Diagrammteil. Der positive Teil entspricht nicht lediglich den Arbeitsvorgängen, ebenso wie der negative Teil nicht lediglich den Ladevorgängen entspricht. Das Abzugverfahren läßt diese Frage, wozu man die einzelnen Teile des Diagrammes ihrem Wesen nach rechnen will, mit Recht vollständig offen. Es summiert eben alle Beträge an indizierter Arbeit mit den zugehörigen Vorzeichen. Es ist das einfachste und daher übersichtlichste Verfahren, das gleichzeitig den Vorzug größter Klarheit und Schärfe der Begriffe in sich schließt.

An der Durchführbarkeit des Abzugverfahrens für Viertaktmaschinen ist wiederholt gezweifelt worden unter der Begründung, daß eine Messung des negativen Teiles des Diagrammes mit unsern heutigen Meßgeräten nur ungenau und unter Aufopferung der Indikatoren möglich sei. Die geäußerten Bedenken scheinen mir mindestens sehr übertrieben, da Fehler in der Bestimmung des absoluten Wertes der negativen Arbeit das Endergebnis nur wenig beeinflussen. Nimmt man in Uebereinstimmung mit ungünstigen praktischen Verhältnissen an, daß der negative Teil des Diagrammes 6 vH der ganzen Diagrammfläche betrage, so macht ein Fehler von 15 vH in der Bestimmung der negativen Arbeit bei dem Wert der ganzen indizierten Leistung bei voller Last einen Fehler von kaum 1 vH aus. Selbst bei alten ausgearbeiteten Indikatoren ist aber eine solche Genauigkeit sehr wohl zu erzielen. Um mich hiervon zu überzeugen, habe ich auf dem Versuchstand der Gasmotorenfabrik Deutz die negative Abeit zweier Maschinen bestimmt. In einem Fall wurde die Messung in kurzer Aufeinanderfolge mit 3 Indikatoren verschiedener Bauart ausgeführt, die seit Monaten auf dem Versuchstand im Gebrauch waren und daher Anspruch auf besondre Genauigkeit nicht machen konnten. Trotzdem beträgt hierbei die Abweichung des größten vom niedrigsten Wert der negativen Arbeit nicht mehr als 16 vH, wobei die indizierte Leistung der Maschine und ihr mechanischer Wirkungsgrad mit Ausnahme von einem Falle, wo scheinbar augenblicklich veränderte Reibungsverhältnisse vorlagen, zwischen Werten schwankten, die um kaum 1 vH voneinander abweichen.

Untersuchungen an einer 25 pferdigen Kraftgasmaschine der Gasmotorenfabrik Deutz.

Zahlentafel I.

Vollast = 32 PS_e bei $n = 200$.

Meßgerät	Betriebsart		$\overset{+}{p}_m$	$\overset{-}{p}_m$	N_i	η_m
Indikator Nr. 2635 großer und kleiner Kolben . . . 1 kg = 1,95 mm; 1 » = 18,43 »	normaler Zündpunkt	Druckgas	5,02	0,28	35,5	90,3
	künstlich verspätete Zündung . . .	Druckgas	5,00	0,28	35,4	90,4
	Sauggas 150 mm W.-S.		—	0,27	—	—
Indikator Nr. 6112 ein kleiner Kolben 1 kg = 1,95 mm; 1 » = 14,80 »	normaler Zündpunkt	Druckgas	5,0	0,27	35,5	70,1
	künstlich verspätete Zündung . . .	Druckgas	5,18	0,30	36,6	87,4
	Sauggas 150 mm W.-S.		—	0,27	—	—
Indikator Nr. 6283 ein kleiner Kolben 1 kg = 2,02 mm; 1 » = 15,82 »	normaler Zündpunkt	Druckgas	5,00	0,32	35,1	91,1
	künstlich verspätete Zündung . . .	Druckgas	5,05	0,33	35,4	90,5
	Sauggas 150 mm W.-S.		—	0,31	—	—

Zahlentafel II.

Bei abnehmender Belastung.

Belastung . . . . . PS_e	32	24	16	8	0
Werte für p_i.					
Indikator Nr. 2635	0,28	0,29	0,31	0,30	0,29
» » 6112	0,27	0,27	0,27	0,30	0,30
» » 6283	0,32	0,31	0,31	0,32	0,33

Zahlentafel III.

Negative indizierte Drücke einer einfachwirkenden Kraftgasmaschine von 70 PS.

PS_e	84	71	54	44	18,5	0
$\overset{-}{p}_i$	0,41	0,42	0,48	7,47	0,39	0,32

Zahlentafel IV.

Negative indizierte Drücke[1]) einer doppeltwirkenden Viertaktmaschine von 200 PS.

PS_e	230	180	136	92,1	0
$\overset{-}{p}_i$	0,22	0,28	0,31	0,33	0,22

[1]) Zusammengestellt als Mittelwerte der indizierten Drücke auf beiden Zylinderseiten.

Bei dem Indizieren von Gasmaschinen zwecks Bestimmung der indizierten Leistung besteht in der Gasmotorenpraxis seit langem die Gepflogenheit, die negative Arbeit bei längeren Versuchen nur durch einige zwischendurch entnommene Schwachfederdiagramme zu bestimmen. Gegen ein solches Verfahren ist nichts einzuwenden, solange Schwankungen in den Betriebsbedingungen der Maschine die Ansaugewiderstände und damit das Endergebnis der Indizierung nicht wesentlich beeinflussen. Die Zahlentafeln I bis IV zeigen, wie sich die mittleren negativen Drücke mit der Belastung der Maschine und andern wechselnden Betriebsbedingungen verändern. Hierbei ist zu berücksichtigen, daß die Werte der Tafeln I und II bei einer Maschine der Gemischregelung festgestellt worden sind, während diejenigen der Tafel III von einer Maschine mit Füllungsregelung herrühren. Dementsprechend sind auch die Schwankungen in Tafel III merklich höher. Immerhin scheinen aber auch hier die Messungen der negativen Arbeiten durch einzelne Schwachfederdiagramme vollständig ausreichend. Bei der Füllungsregelung sind ja die Ansaugewiderstände im wesentlichen von der Stellung der Reglermuffe abhängig, die bei einer modernen Gasmaschine, solange sie gegen feststehende Belastung zu arbeiten hat, nur wenig schwankt. Sollte aber selbst die Stellung der Reglermuffe infolge schlechten Gases, niedrigen Druckes in der Gasleitung oder sonstiger ungünstiger Betriebsbedingungen vorübergehend ihrer normalen Stellung nicht entsprechen, so werden die Werte für die negativen indizierten Drücke von dem normalen Betrag nur dann unzulässig abweichen, wenn der Versuch von vornherein wegen übermäßiger Schwankungen des Reglers als unbrauchbar bezeichnet werden müßte. Bei Verbrauchsprüfungen an Verbrennungsmaschinen wird man sich daher stets mit einigen wenigen Schwachfederdiagrammen begnügen können. Man spart dadurch manchen Handgriff und schont die Indikatoren.

Hiernach ist die Anwendung des Abzugverfahrens zur Bestimmung der indizierten Leistung durchaus zu empfehlen. Ob es aber zweckmäßig ist, wirtschaftliche Garantiezahlen ohne weiteres auf die so bestimmte indizierte Leistung zu beziehen, kann, bevor weitere Erfahrungen gesammelt sind, kaum entschieden werden. Es muß betont werden, daß bis heute für große Verbrennungsmaschinen so gut wie keine Messungen vorliegen, durch die die Reibungsarbeit der verschiedenen Maschinengattungen bestimmt wäre. Da eine Messung dieses Betrages durch Bremsen und gleichzeitiges Indizieren bei so großen Maschineneinheiten sehr schwer möglich ist, liegt der Gedanke nahe, diese Größe der Reibungsarbeit als unabhängig von der Belastung anzusehen und durch Indizieren bei Leerlauf zu bestimmen. Wie weit diese Annahme, daß die

Zahlentafel V.
Reibungsarbeit bei verschiedener Belastung.

Versuch Nr.	n	PS_i	PS_e	η_m	A
1	182,9	79,9	74,0	0,927	285
2	182,6	79,9	74,0	0,927	285
3	185,5	46,4	38,8	0,837	364
4	185,4	45,7	38,8	0,849	336
5	190,1	15,1	0	0	715
7	187,2	15,7	0	0	756
8	188,0	13,2	0	0	632

Reibungsarbeit unverändert bleibt, für Verbrennungsmaschinen zutrifft, müßte jedoch erst durch Versuche ermittelt werden. In Erkenntnis der Wichtigkeit dieser Frage hat die Gasmotorenfabrik Deutz bereits Ende v. J. an zwei einfachwirkenden Maschinen Messungen der Reibungsarbeit für verschiedene Belastungsstufen vornehmen lassen.

Hierbei zeigte sich bei der ersten untersuchten Maschine, daß der Wert der Reibungsarbeit keinen für jede Belastungsstufe feststehenden Wert darstellt. Augenscheinlich lag dies neben andern ungünstigen Betriebsbedingungen an der kurzen Einlaufzeit dieser Maschine. Ein Urteil über die Veränderlichkeit der Reibungsarbeit konnte man sich an dieser Maschine nicht bilden. Die Untersuchung an einer monatelang eingelaufenen Maschine führte mit gut übereinstimmenden einzelnen Werten zu dem auffallenden Ergebnis, daß die Reibungsarbeit mit wachsender Belastung der Maschine stark abnahm. Zahlentafel V enthält die Ergebnisse der äußerst sorgfältig durchgeführten Messungen. Die Größe der Reibungsarbeit A ist hierin in mkg für ein Viertaktspiel der Maschine angegeben, um die Größe der Reibungsarbeit unabhängig von der (wenn auch gering) veränderten Umlaufzahl vergleichen zu können. Nach diesen Versuchen würde es bedenklich erscheinen, wenn man ein- für allemal den Wert der indizierten Leerlaufarbeit der Reibungsarbeit bei Höchstlast gleichsetzen und auf diesem Wege die Nutzleistung aus der Differenz von indizierter Leistung abzüglich indizierter Leerlaufarbeit bestimmen würde. Ein abschließendes Urteil kann man bloß durch weitere Versuche in dieser Richtung gewinnen, die hoffentlich in allernächster Zeit durch unparteiische Fachleute zur Ausführung kommen werden [1]).

Dr. Arnold Langen.

[1]) Auf Antrag des Normenausschusses ist in Aussicht genommen, daß seitens des Vereines deutscher Ingenieure Versuche in dieser Richtung angestellt werden.
Die Red.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. April 1905.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 1. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Wolters. Schriftführer: Hr. Sommerfeld.
Anwesend 57 Mitglieder.

Der Vorsitzende teilt mit, daß die Herren Graf Constantin von Zech, Lehrer an der kgl. Baugewerkschule in Aachen, und Prof. Dr. Friedrich Dürre in Eltville, vormals Professor der Hüttenkunde an der Technischen Hochschule zu Aachen, Vorsitzender des Bezirksvereines im Jahre 1890/91, gestorben sind. Die Versammlung ehrt das Andenken der Verschiedenen durch Erheben von den Sitzen.

Nachdem alsdann Vereinsangelegenheiten beraten sind, hält Hr. Matschoß einen Vortrag: Aus der Jugend des Automobils, der an besondrer Stelle veröffentlicht werden wird.

Eingegangen 15. April 1905.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 15. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Kliewer. Schriftführer: Hr. Abt.
Anwesend 36 Mitglieder und 42 Gäste.

Nachdem Vereinsangelegenheiten beraten sind, spricht Hr von Roeßler, Darmstadt, über mikroskopische Metalluntersuchung

Einleitend weist er darauf hin, daß man bis vor nicht allzu langer Zeit bei der Prüfung von Metallen sich auf die Untersuchung der chemischen und mechanischen Eigenschaften beschränkt hat, während das Gefüge vernachlässigt wurde. Das hatte seinen Grund darin, daß man geneigt ist, ein Metall oder eine Legierung als homogene Masse aufzufassen, zumal die Festigkeitslehre von der Annahme eines gleichmäßigen Gefüges ausgeht. In Wirklichkeit bestehen die technisch benutzten Metalle und Legierungen aus kleinen Kristallen, die allerdings meist unvollständig ausgebildet sind. Der Redner geht auf die Art und Weise ein, wie Metallproben zum Zweck der Gefügeprüfung geschliffen, poliert und geätzt werden; auch bespricht er die Ausrüstung des Mikroskopes für derartige Untersuchungen. Des weiteren stellt der Vortragende Betrachtungen über die Vorgänge bei der Kristallisierung an, über die Veränderungen des Gefüges durch mechanische Behandlung und durch Erhitzung sowie über den Einfluß des Gefüges auf die Festigkeitseigenschaften. Er führt mikrophotographische Aufnahmen vor und zeigt an ihnen, wie sich die Gesetze der wässrigen Salzlösungen auf Metallegierungen übertragen lassen. Ferner geht der Redner auf die Erscheinungen an Eisen und Stahl, die verschiedenen Arten ihrer Kristalle und den Einfluß des Gefüges auf die mechanischen Eigenschaften näher ein. Schließlich gibt er eine Uebersicht über die Entwicklung der mikroskopischen Metalluntersuchung und ihre Aussichten.

Eingegangen 7. April 1905.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 3. März 1905.
Vorsitzender: Hr. Knoevenagel.
Schriftführer: Hr. Barttlingck.
Anwesend 46 Mitglieder und 12 Gäste.

Hr. Begemann spricht über Sparanlagen in Kesselhäusern.

Wie er ausführt, sind Schmutz und Kesselstein, die sich auf der Heizfläche eines Kessels absetzen, schlechte Wärmeleiter und vermindern den Wirkungsgrad der Heizfläche. Deswegen sind Vorrichtungen, die das Wasser von Kesselstein befreien, gute Sparanlagen. Der Redner erörtert verschiedene Vorrichtungen, deren Wirkung darin besteht, daß die Kesselstein bildenden Bestandteile durch Chlorbarium, Soda, Aetznatron, Kalk und dergl. gefällt und die sich bildenden festen Körper durch Filter abgeschieden werden. Andre Einrichtungen dienen dazu, das Wasser während des Betriebes im Kessel selbst von seinen festen Bestandteilen zu trennen. Bei Schäfers mechanischem Kesselreiniger ist eine Hohlkugel mit einer Scheidewand durch 2 Röhren mit dem Kesselinnern verbunden, von denen die eine mit trichterförmigem Ansatz bis zur Kesselmitte, die andre bis auf den Boden reicht. Durch das während des Betriebes umlaufende Wasser werden Schmutz- und Kesselsteinteilchen an die Oberfläche gerissen, gelangen durch das Trichterrohr in die Kugel und werden dort abgelagert. Die Kugel muß von Zeit zu Zeit entleert werden. In Hannover sind zwei solche Vorrichtungen im Betrieb und haben sich gut bewährt.

Ersparnisse können auch durch gute Ueberwachung der Heizer erzielt werden. Eine dauernde Ueberwachung ist dabei besser als gelegentliche Verdampfungsversuche. Bei einem vom Mannheimer Bezirksverein veranstalteten Probeheizen ergab sich, daß bei gleichem Brennstoffverbrauch der beste Heizer 6,9 kg, der schlechteste dagegen nur 4 kg Wasser unter gleichen Betriebsverhältnissen verdampft hatte. Ein guter zuverlässiger Wassermesser ist daher nach Ansicht des Redners bei jeder Dampfkesselanlage zum Messen des Speisewassers wohl am Platze. Allzugroßer Luftüberschuß erfordert größeren Brennstoffverbrauch. Untersuchungen der Abgase in bezug auf Kohlensäuregehalt geben Aufschluß, ob der Schieber richtig eingestellt ist. Bei mechanischer Rostbeschickung ist der Luftzutritt dem Brennstoffverbrauch entsprechend leicht einzustellen. Wenn aber der Rost absatzweise beschickt wird, so muß kurz nach der Beschickung mehr Luft zugeführt werden. Ein gewöhnlicher Schieber wird dabei vom Heizer meist zu langsam oder gar nicht geschlossen; der Zugregler »Kraft« aber schließt den Schieber, sobald der Dampf den erforderlichen Druck hat, mit Hülfe eines durch den Dampfdruck betätigten Kolbens. Zu großen Luftüberschuß sucht eine ganze Reihe Konstruktionen zu beseitigen. Dazu gehören die Thost-Cario-Feuerung mit sattelförmigem Rost, die Steinau-Feuerung, eine Feuertür mit mehreren drehbaren Klappen, die nur Raum für das Einführen der Schaufel lassen und sich, nachdem beschickt ist, selbsttätig wieder schließen. Die Steinau-Feuerung ist bei jedem Dampfkessel ohne weiteres einzubauen, und es kann damit ein gleichmäßiges Feuer leicht unterhalten werden. Die mechanischen Feuerungen gewähren den Vorteil, das Feuer gleichmäßig zu halten. Es gibt zwei Arten davon. Bei der einen werden kleine Stücke Brennstoff fortwährend durch eine Wurfvorrichtung auf den Rost gebracht, wobei es erforderlich ist, daß die Kohle aus gleich großen Stücken besteht. Bei Förderkohle muß der Heizer deshalb nachhelfen, wodurch der Wert der Feuerung wieder in Frage gestellt wird. Bei der zweiten Art ist ein Fülltrichter über dem Rost; der Brennstoff wird allmählich vorgeschoben, und die sich entwickelnden Gase durchziehen den Brennstoff, ihn vorwärmend. Zu diesen Feuerungen gehören auch der Kettenrost von Babcock & Wilcox und die Düsseldorfer Sparfeuerung, bei der die Roststäbe zugleich rd. 70 cm vorgeschoben, in zwei Gruppen aber wieder zurückgezogen werden; dabei ist die Geschwindigkeit regelbar.

Wenn die gesamte Luft als Primärluft zugeführt wird, so ist ein größerer Luftüberschuß erforderlich als bei Sekundärluft. Es ist dabei gleichgültig, ob die Sekundärluft durch Oeffnungen über der Feuertür oder durch den Rost an der Feuerbrücke zugeführt wird; nur muß die Luft mit den Feuergasen innig gemischt werden. Eine vom Vortragenden vorgeführte »Reformfeuerung« sucht dies durch einen in bestimmtem Abstand von der Feuerbrücke schräg zur Achse angebrachten Prellbogen zu erreichen. Der Zutritt der Sekundärluft wird, da sie nur kurze Zeit nach der Beschickung nötig ist, durch eine Klappe geregelt, die beim Oeffnen und Schließen der Feuertür betätigt wird. Die wirbelnde Bewegung der Feuergase reißt auch sämtliche Flugasche aus dem Flammrohr mit fort, bei der schlechten Wärmeleitungsfähigkeit der Flugasche ein weiterer Vorteil dieser Prellbogen.

Durch gleichmäßige Kesselspeisung lassen sich auch viel Ersparnisse erzielen; denn um bei unregelmäßiger Speisung die Dampfentwicklung zu erhalten, muß die Feuerung forziert werden. Wasserstandsregler suchen diesen Uebelstand zu beseitigen. Bei dem von Hannemann wird ein Reglerventil, sobald sich der Wasserstand um 10 vH geändert hat, geöffnet oder geschlossen; man hat bis 10,6 vH Ersparnis damit erzielt. Economiser nutzen die überschüssige Wärme der abziehenden Gase aus und geben bei 100° Speisewassertemperatur rd. 12 vH Ersparnis.

Die Kohlen kann man durch Maschinen zum Kessel schaffen. Becherwerke und Förderrinnen sind nur in einer Ebene beweglich; diesen Fehler vermeidet die Förderkette von Schenk in Darmstadt. Ihr Kraftverbrauch beträgt im Leerlauf rd. 2,5 PS, bei 20 t stündlicher Leistung 5 bis 6 PS, und sie arbeitet ohne Staubentwicklung. Selbsttätige Kohlenwagen geben eine Kontrolle des Brennstoffverbrauches.

In der sich anschließenden Besprechung weist Hr. Dunsing darauf hin, daß ein gut geschulter und zuverlässiger Heizer imstande sei, auch auf dem gewöhnlichen Planfeuer den größten möglichen Wirkungsgrad zu erzielen; eine mechanische Feuerung mache aber den Kesselbesitzer mehr oder weniger vom Heizer unabhängig, und auch manche andre Feuerungseinrichtung zwinge den minderwertigen Heizer zu einem einigermaßen günstigen Betrieb und könne übermäßige Rauchentwicklung verhindern. Die Düsseldorfer Sparfeuerung hat der Redner schon vor etwa 15 Jahren beobachtet; sie hat sich aber im Hannoverschen Bezirk nicht eingeführt. Bei der Reformfeuerung mit Prellbogen hegt er Zweifel wegen der Lebensdauer der Bogen. Dadurch, daß man das Flammrohr von Flugasche frei hält, sei unter gewöhnlichen Verhältnissen keine Ersparnis zu erzielen; denn wie Versuche gezeigt haben, sei es ziemlich gleichgültig, ob das Flammrohr zur Hälfte voll Flugasche liegt oder nicht. Wenn anderseits die untere Seite des gereinigten Flammrohres als Heizfläche wirkt, so bilden sich dort Dampfblasen, die am Aufsteigen verhindert sind, den Wärmedurchgang erschweren und, falls das Wasser sauer ist, zu Anfressungen Veranlassung geben. Eine regelmäßige Speisung habe viel Wert, lasse sich aber auch durch einstellbare Dampfpumpen leicht erreichen; die selbsttätige Speisevorrichtung sei sehr verwickelt. Gute Wassermesser, besonders in Verbindung mit selbsttätigen Kohlenwagen, seien geeignet, den Heizer zu überwachen und seien, wenn Kohlenprämien gewährt werden, für tüchtige Heizer ein Ansporn, den Brennstoff möglichst vorteilhaft zu verwerten.

Hr. Riehn kann der Ansicht des Hrn. Dunsing über die Lebensdauer der feuerfesten Prellbogen nicht zustimmen; wenn sie abgenutzt wären, so sei es eine Kleinigkeit, sie neu aufzumauern. Hr. Dunsing entgegnet, daß die Praxis gerade das Gegenteil lehre. Hr. Begemann erwähnt, daß eine mit Prellbogen seit 1901 ausgerüstete Feuerung noch nicht reparaturbedürftig geworden sei. Die Selbstspeisevorrichtung von Schumann in Leipzig arbeite mit Geräusch. Wenn sie einmal versagen sollte, werde der Heizer durch die Stille aufmerksam und könne den Schaden abstellen. In Leinhausen seien drei solche Vorrichtungen aufgestellt und zur vollen Zufriedenheit in Betrieb. Hr. Knoevenagel macht Mitteilung von einem leicht herzustellenden einfachen Zugregler, aus einer Klappe zwischen Unter- und Oberzug in Verbindung mit der Feuertür bestehend. Nach Ansicht des Hrn. Dunsing lassen sich damit keine großen Ersparnisse erzielen, wohl aber tragen sie sehr zur Schonung des Kessels bei.

Eingegangen 14. April 1905.

Bezirksverein an der Lenne.

Sitzung vom 8. März 1905.
Vorsitzender: Hr. Hase.
Anwesend 25 Mitglieder und 53 Gäste.

Hr. Barth (Gast) spricht über arabische Bauten in Spanien.

Eingegangen 14. April 1905.

Bezirksverein an der niederen Ruhr

Sitzung vom 15. März 1905.
Vorsitzender: Hr. Reusch. Schriftführer: Hr. Weidler.
Anwesend 87 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß das Vereinsmitglied Hr. Gustav Bechem gestorben ist. Die Versammelten ehren das Andenken des Verschiedenen durch Erheben von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Buck über das Dämpfen von Hochöfen.

Einleitend weist er darauf hin, daß das Dämpfen der Hochöfen eine Sache der Erfahrung ist, und daß die alten Hochofenleute zwar ihre Beobachtungen darüber aufgezeichnet, aber nicht zur allgemeinen Kenntnis gebracht haben. Eine rühmliche Ausnahme machte der kgl. Hütteninspektor Zintgraff, der vor nahezu 80 Jahren bereits an das Dämpfen ging, dabei Erfolg hatte und seine Erfahrungen im Siegerländer Intelligenzblatt im Jahre 1823 veröffentlichte. Seitdem sind, soweit dem Redner bekannt ist, bis zum Ende der 80er Jahre keinerlei Aufzeichnungen oder Mitteilungen erschienen. Als daher im Jahre 1889 die Hochöfner infolge des damaligen Bergarbeiterausstandes dem Dämpfen der Oefen nähertreten mußten, geschah es auf manchem Werke mit einer gewissen Bangigkeit, die sich in den verschiedenen Mitteilungen aus dieser Zeit wiederspiegelt. Das Dämpfen wurde damals auch sehr verschiedenartig durchgeführt, ja an einigen Stellen wurde ganz langsam weitergeblasen, und man nahm lieber alle Störungen und Unannehmlichkeiten, die ein solcher Betrieb mit sich bringt, in den Kauf, um nur ja nicht zum Stillstand zu kommen. Ausgenommen sind selbstverständlich diejenigen Fälle, in denen das Dämpfen mit Rücksicht auf andre Betriebe nicht möglich war.

In alten Zeiten verursachten Wassermangel, Bruch der Gebläsewelle, des Wellenzapfens oder des Wasserrades oder auch Streitigkeiten mit den Köhlern Betriebstörungen von kurzer oder längerer Dauer. Mußte man solchen Gewalten weichen, so gab man den Hochofen meist verloren. In jüngerer Zeit aber, als die Hochöfen immer größere Abmessungen erhielten, der Verlust durch frühzeitiges Ausblasen eines Ofens also bedeutender wurde, und als man in das Wesen des Hochofenbetriebes durch die Fortschritte der Wissenschaft immer mehr eindrang, brach sich der Gedanke Bahn, einen Hochofen, statt ihn auszublasen, zu stopfen. Der Gedanke wurde durchgeführt, allerdings unter erheblichen Schwierigkeiten. Denn in einer Zeit, wo man noch nicht mit heißem Wind und andern Mitteln, die man jetzt kennt, arbeitete, mußte man danach streben, die Glut im Hochofen während des Dämpfens zu erhalten, um den Ofen, wie man sagt, nicht erfrieren zu lassen. Der erwähnte Hütteninspektor Zintgraff sagt deshalb auch in seiner bemerkenswerten Abhandlung, die allerdings heute nur noch geschichtlichen Wert hat: »Mit dem Dämpfen eines Hochofens beabsichtigt man eine Unterbrechung des Hochofenprozesses dergestalt, daß zwar eine fernerweitige Schmelzung nicht stattfindet, daß aber im unteren Teile des Ofens und besonders die im Gestelle befindlichen glühenden Kohlen in einem solchen Hitzegrad erhalten werden, daß das Gestell nebst dem Ofen in gehöriger Wärme bleibt und nach Beendigung des Stopfens durch vermehrten Feuergrad wieder in sein voriges Leben gebracht werden kann.« Um das zu erreichen, wurden bei den alten Oefen während des Dämpfens sogenannte Roste geschlagen, der Herd von erloschenen Kohlen und Asche gereinigt und einige Zeit offen stehen gelassen, damit sich die Holzkohlen im oberen Gestell und in der Rast durch natürlichen Zug wieder hinreichend erhitzen konnten. Mit diesem Verfahren war selbstverständlich ein großer Kohlenverbrauch verknüpft, und es war auch streng genommen nicht als das anzusehen, was man heute unter dem Dämpfen eines Hochofens versteht.

Denn gerade das Gegenteil geschieht heute. Man schließt den Luftzutritt im Ofeninnern so peinlich wie nur möglich ab, verstopft und verschmiert jede Fuge des Ofenmauerwerkes von unten bis oben mit Lehm oder Schamottewasser, um das Nachbrennen der Koks zu verhindern und das Feuer im Ofen möglichst bald zum Erlöschen zu bringen. Das ist hauptsächlich bei längerem Stillstand anzustreben. Ist der Ofen erloschen und zweckentsprechend beschickt, so kann man ihn unbegrenzte Zeit stehen lassen. Bis vor nicht allzulanger Zeit glaubte man einen Hochofen ohne vorherige Feuerung im Gestell nicht anblasen zu können und eben aus diesem Grunde haben nach Ansicht des Vortragenden viele Hochofeningenieure eine gewisse Furcht vor dem Erlöschen des Feuers, also auch vor dem Dämpfen gehabt. Bleibt aber das Feuer im Ofen, so wird Koks verbrannt und dadurch Asche erzeugt. Nachdem der Ofen monatelang still gestanden, muß die Asche, bevor er wieder in Betrieb gesetzt wird, entfernt werden, denn wie sollte sofort die Temperatur erzeugt werden, die zum Verschlacken der Asche nötig ist. Direktor Dresler in Kreuzthal hat dem Redner durch die Erfahrung nachgewiesen, daß das Wiederanblasen stets am besten verlaufen ist, wenn es gelungen war, das Feuer im Ofen nach 8 bis 14 Tagen zum Erlöschen zu bringen. Zum Wiederanblasen muß natürlich warmer Wind zur Verfügung stehen oder, mit andern Worten, es muß neben dem gedämpften ein andrer Ofen in Betrieb gewesen sein, der Gase zum Heizen eines Winderhitzers lieferte, wenn nicht der Ofen mit Hülfe flüssiger Brennstoffe angeblasen oder die Winderhitzer mit Generatorgasen vorgewärmt werden können. Die Winderhitzer mit einer gewöhnlichen Feuerung zu heizen, ist, wie die Erfahrung gezeigt hat, nicht in dem gewünschten Maße möglich.

Das Dämpfen kann sehr verschiedenartig vorgenommen werden; es richtet sich nach der voraussichtlichen Dauer des Dämpfens, nach dem Grunde, der zum Stillstand Veranlassung gibt, nach der Beschaffenheit der zur Verfügung stehenden Materialien und Hülfsmittel und nicht zuletzt nach der Größe des Ofens. Soll ein Ofen von mittlerer Größe nicht länger als 8 Tage gedämpft werden, so gibt man leichte Gichten bis etwa zur halben Höhe des Ofens und darüber sofort normale. Bei längerer Dauer bis zu etwa 15 Tagen werden einige leere Gichten gegeben, und der Ofen wird bis unter das Zentralrohr mit leichten Gichten, die allmählich gesteigert werden, gefüllt. Ganz anders muß verfahren werden, wenn das Dämpfen längere Zeit dauert, etwa ein halbes oder ein ganzes Jahr. Hier kommt es darauf an, jeden Schmelz- und Reduktionsvorgang im Ofen sofort zu unterdrücken. Das kann nur erreicht werden, wenn, bis das gesamte Erz und das Eisen entfernt ist, nur leere Gichten aufgegeben werden. So wird der Ofen nahezu bis zu $^2/_3$ mit Koks und mit entsprechendem Zuschlag an Kalkstein oder noch besser an Schlacke gefüllt und wird mit Kiesabbränden abgedeckt. Soll mit Rasen oder mit Lehm abgedeckt werden, so wird es sich empfehlen, auf die ausgebreitete Beschickung Bleche zu legen und erst dann die Abdeckung, damit man sie später leicht entfernen kann und sie nicht zum Teil mit durchschmelzen muß.

Direktor Eskuchen von der Georgsmarienhütte hat dem Redner mitgeteilt, daß er vor kurzem einen Hochofen in Betrieb gesetzt habe, der ein volles Jahr, so wie beschrieben, gestanden hat. Der Ofen soll binnen drei Tagen, nachdem er wieder angeblasen war, in vollem Betriebe gewesen haben. Hr. Eskuchen rät, beim Dämpfen mit Koks nicht zu sparen, da das Aufgeben von Koks die billigste Maßnahme ist, die getroffen werden kann. Das ist berechtigt, wenn man bedenkt, daß die durch die Verbrennung der Koks entstehende Wärmemenge zum Wiedererwärmen des Ofens und der nachfolgenden Gichten dient, und daß die Erzsätze gleich zu Beginn desto größer sein können, je mehr der Ofen vorgewärmt ist, und daß man infolgedessen rasch auf normales Eisen, normalen Gang und normalen Koksverbrauch kommt. Die Mehrkosten lassen sich also dadurch nahezu wiedergewinnen, daß frühzeitiger normal geblasen werden kann. Ein Hochofen, der längere Zeit stillgestanden hat, erleidet eben einen beträchtlichen Verlust an Wärme, die ihm nur durch eine gewisse Menge Koks wiedergegeben werden kann, und die er haben muß, um in regelrechten Gang zu kommen.

Bei gedämpften Oefen bemerkt man allgemein, daß sich die Beschickungssäule setzt, und man hat hierauf während des Stillstandes mit besondrer Sorgfalt zu achten. Dieses Zusammensinken beruht darauf, daß die Koks teilweise im Gestell und auf dem Rost verbrennen, und daß die Gichten nachrutschen oder zusammensinken, und zwar um so mehr, je feinstückiger oder mulmiger die aufgegebenen Erze gewesen sind, und je größer die Last der Beschickungssäule ist. Dieses Setzen der Beschickungssäule verursacht beim Wiederanblasen hauptsächlich, daß die Gichten sich hängen, und man wird deshalb gut tun, beim Dämpfen darauf zu achten, daß nur allerbeste, grobe und feste Koks und nur grobstückige, leicht schmelzbare Erze Verwendung finden. Ein auf diese Weise sorgfältig bestellter Ofen wird nicht tief nachsacken und beim Anblasen auch kein Hängen zeigen, das von Bedeutung oder störend ist. Beispielsweise sackte in jüngster Zeit ein Ofen, der 15 Tage stillstand, nicht ganz 40 cm nach, zeigte kein Hängen, als er wieder angeblasen wurde, und war binnen 12 st wieder in vollem Betrieb. Er wurde allerdings mit der größten Sorgfalt beschickt; außerdem war er verhältnismäßig jung und hatte scheinbar keine Ansätze, weil er scharf getrieben war. Manche Störung ist beim Wiederanblasen darauf zurückzuführen, daß auf die Art der Beschickung nicht genügende Sorgfalt verwendet wird. Denn feine Erze werden, abgesehen davon, daß sie auch ein Hängen verursachen können, sobald wieder Bewegung in die ganze Beschickungssäule kommt, das Bestreben haben durch die grobstückigen Koks zu rutschen und unvorbereitet vor die Formen treten, bevor dort die Reduktions- und Schmelzwärme geschaffen ist.

Das Hängen und Stürzen der Gichten kann auch den Ansätzen im Hochofen zugeschoben werden. Die Ansätze können sich bereits während des regelmäßigen Betriebes, aber auch während des Stillstandes bilden. Sie werden aber bei

einem Ofen, der nicht soviel Eisen liefert, wie seiner Höhe und seinem Inhalt zukommen würde, in größerer Anzahl vorhanden sein, als bei einem Ofen, bei dem Gichten rasch durchrutschen können, und der kräftig getrieben wird. Durch lange Schlacke kann man diesem Uebel vor und kurz nach dem Dämpfen etwas abhelfen. Die Führung einer kieselsäurereichen Schlacke dürfte sich auch schon deshalb sehr empfehlen, weil dadurch eher die Gewähr geleistet ist, über die unangenehmen Folgen des Stürzens der Gichten beim Anblasen hinwegzukommen.

Ein gedämpfter Ofen muß stets unter Ueberwachung stehen, und man kann während eines solchen Stillstandes interessante Beobachtungen wissenschaftlicher Art anstellen, wozu der Vortragende Vorschläge macht.

In der sich anschließenden Besprechung teilt Hr. Weidler mit, daß die Gutehoffnungshütte zur Zeit des letzten Bergarbeiterausstandes 4 Hochöfen habe dämpfen müssen, und zwar einen, der Hämatiteisen erzeugt, während 26 Tage und 3 andre, die Thomaseisen herstellen, je 23, 13 und 8 Tage lang. Der Hämatitofen ließ sich tadellos wieder anblasen und lieferte nach etwa 18 st normales Eisen. Von den drei Thomasöfen lieferte einer 12 st, ein zweiter 18 st nach dem Wiederanblasen sein Eisen an das Stahlwerk ab. Der dritte Thomasofen, der nur 8 Tage stillgestanden hatte, für den jedoch infolge von Gasmangel nur Wind von etwa 150° zur Verfügung stand, erreichte seinen normalen Gang erst nach voraufgehendem 2 mal 24 stündigem Rohgang.

Darauf spricht Hr. Lux (Gast) über den Frahmschen Frequenz- und Geschwindigkeitsmesser.

Eingegangen 12. April 1905.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 16. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Rosenberg. Schriftführer: Hr. Voßnack.

Anwesend 30 Mitglieder und 2 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Büsing über Abwärmekraftmaschinen. Er erörtert die theoretischen Grundlagen des Verfahrens von Behrend-Zimmermann und bespricht die praktischen Erfolge[1]).

Darauf spricht Hr. Schultz über Planimeter. Vom Polarplanimeter ausgehend, dessen Nachteil sein hoher Preis ist, geht er auf einfache Planimeter ein und erläutert zunächst das Schneidenplanimeter von H. Prytz[2]). Hamann in Berlin hat die Schneide durch ein Schneidenrad ersetzt, das mittels Farbstoffes den durchlaufenen Weg aufzeichnet. Dadurch lassen sich Anfang- und Endstellung bequem messen; auch kann man Fehler erkennen. Eine weitere Verbesserung hat dieses Planimeter durch einen Lenker und eine Laufstange für das Schneidenrad erfahren. Ein solches Gerät wird von J. Fieguth, Langfuhr bei Danzig, hergestellt. Diese Planimeter sind zur Bestimmung der mittleren Höhe von Dampfmaschinendiagrammen, bei Gewichtsberechnungen und ähnlichen Arbeiten hinreichend genau da der Fehler, innerhalb ± 2/3 vH bleibt.

[1]) s. Z. 1902 S. 1514; 1905 S. 745.
[2]) s. Z. 1895 S. 1471.

Bücherschau.

Theorie und Praxis der Feuerungskontrolle. Von G. A. Schultze. Berlin 1905, Polytechnische Buchhandlung A. Seydel. Preis 5 *M*.

Das Buch geht von dem Grundgedanken aus, daß ein Verbrennungsvorgang um so vollständiger und wirksamer, also »besser« sei, je mehr der Kohlenstoff der üblichen Brennstoffe in Kohlendioxyd (Kohlensäure) übergeführt und je weniger unbenutzter (freier) Sauerstoff in den aus dem Vorgang entstandenen Rauchgasen vorhanden ist. Der Vorgang wird im einzelnen erörtert, wobei hundertstel Prozente angegeben werden, obwohl die Grundzahlen so genau garnicht feststehen (s. z. B. S. 5 und S. 144; es sei hier nur darauf hingewiesen, daß 1 cbm Kohlensäure zu 1,9774 und zu 1,9651 kg angegeben ist). Es wird dann abgeleitet, wie das spezifische Gewicht der Rauchgase mit dem Gehalt an Kohlensäure wächst, und wie also hierin die Funktion des bekannten sogen. Rauchgas-»Analysators« von Krell-Schultze ihre Begründung findet. Für die durchschnittliche Praxis einer Verbrennung mit genügendem Luftüberschuß von wenigstens 40 bis 50 vH reicht die Vorrichtung auch vollkommen aus und ist recht bequem. Für andre Fälle hat das Buch noch rechtzeitig einen als solchen freilich nicht deutlich erkennbaren Anhang erhalten in der Beschreibung eines auch besonders für Generatorfeuerungen verwendbaren recht gut durchgearbeiteten wirklichen Gasanalysators nach Fuchs mit »gleitbaren« (richtig Deutsch: gleitenden Absorptionsgefäßen zur rascheren Erledigung solcher Gasuntersuchungen nach Winkler-Hempelschen Grundsätzen, wie sie z. B. in des Berichterstatters »Generalbericht über die Torfversuche in Oldenburg« (Ver. f. Gewerbfleiß 1903, Oktoberheft) beschrieben sind.

Dann wird gezeigt, wie die Angaben des »Krell« selbsttätig aufgezeichnet, und wie sie für alle Heizer eines Kesselhauses bildmäßig projiziert werden können.

Ebenso ausführlich werden die Zugstärke und ihr Einfluß nebst den zum Messen, Anzeigen und Festlegen dienenden Geräten besprochen. Eine gewisse Ueberschätzung wird dem sogen. Differenzzug (sollte richtig »Zugdifferenz« heißen) zuteil, wobei die Formelrechnung nicht unanfechtbar ist

$$\left(\text{S. 60: } z_D = \alpha \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ und S. 71: } z_D = \alpha \frac{v^2}{2g} \gamma (1 + w)\right).$$

Es ist richtig, daß bei sonst gleichen Verhältnissen die Rauchgasmenge in den Kesselzügen von dem Unterschied der Zugstärken über dem Rost und vor dem Rauchschieber abhängt. Aber es sind noch so viele andere wesentliche Einflüsse da, die sich zurzeit nicht genügend fassen lassen, daß die Schlußfolgerungen zu weit gehen.

In den Kapiteln über Temperaturmessung ist erwähnenswert eine Einrichtung zur Fernanzeige mit Hülfe des galvanischen Stromes, bei der das Quecksilber-Glasthermometer viele eingeschmolzene Platindrähte, die Fernleitung aber nur 2 Drähte hat.

Die Abschnitte über die Heizwertbestimmung treten für die Anwendung des Berthelotschen Verfahrens mittels der Krökerschen kalorimetrischen Bombe ein. Die Berichtigung der Ablesungen nach Regnault-Pfaundler enthalten die vom Berichterstatter in Z. 1897 Nr. 763 mitgeteilte Stohmannsche Vervollständigung noch nicht, dafür aber einen wesentlichen Fehler: es muß $(m-1)\,v_\Delta$ heißen, nicht $m v_\Delta$.

In weiteren Kapiteln folgen Versuche zur Behandlung schwieriger Fragen, wie Probenahme, Heizerprämien, Zug und Brenngeschwindigkeit, Betriebswert und Brennstoffeigenschaften, Wassermessung, Wasserstandregelung, Rauchvermeidung, Kosten und Nutzen der Kontrolle, die zum Teil in den ersten Ansätzen stecken geblieben sind und der Weiterführung harren. Von der Vermeidung des Rauches heißt es, daß sie mit einer wirtschaftlichen Verbrennung durchaus nicht immer »Hand in Hand geht, sondern bis zu einem gewissen Grade sich ihr gerade entgegengesetzt verhält«. Auf diesem Gebiete stecken unsere Kenntnisse noch ganz in den Kinderschuhen; wir warten auf einen zweiten Bunte. Auf den bisher betretenen Wegen kommen wir wohl nicht zu einer befriedigenden Lösung dieser wirtschaftlich, gesundheitlich und seekriegstechnisch ungeheuer wichtigen Aufgabe. Auch die Arbeiten z. B. des Hamburger Vereines für Rauchbekämpfung dürften m. E. das Ziel nicht erreichen lassen. Es müßte ganz anders vorgegangen werden.

Bei einigen nicht sehr vollständig wiedergegebenen Verdampfversuchen ist der Fehler gemacht, daß z. B. die Zusammensetzung einer Kohle nur angenommen und dann doch eine Ersparnis bis auf hundertstel Prozent herausgerechnet ist. Solche Fehler und manche andre, die wegen Raummangels nicht besprochen werden können (z. B. kommt unsere schöne deutsche Sprache nicht immer sehr gut weg), die aber in einer zweiten Auflage gewiß verschwunden sein werden, vermögen freilich die Brauchbarkeit des Buches für den Praktiker nicht zu beeinträchtigen. Vielmehr kann seine Anschaffung allen empfohlen werden, die ortfeste Feuerungsbetriebe (besonders von Dampfkesseln) besitzen oder leiten

und »auf der Höhe« halten wollen; sie werden viel Gutes darin finden. Dr. L. C. Wolff.

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren. Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Oelkraftmaschinen. Von Oberingenieur Hugo Güldner. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Berlin 1905, Julius Springer. Preis 24 *M*.

Die vorliegende neue Auflage des vor etwa 2 Jahren erschienenen Werkes[1]) nimmt in anerkennenswerter Weise auf die jüngsten großen Fortschritte im Bau von Verbrennungskraftmaschinen Rücksicht. Zwar hat sich an der übersichtlichen Einteilung des umfangreichen Stoffes nichts geändert: in fünf Abschnitten werden die Entwicklungsgeschichte, die Arbeitsverfahren, die Berechnung, ausgeführte Konstruktionen und die Brennstoffe zum Betrieb von Verbrennungsmotoren behandelt. Innerhalb dieser Abschnitte hat jedoch der Verfasser nach Maßgabe der erweiterten Kenntnis viele Ergänzungen angebracht, die das Werk wieder an die Spitze der einschlägigen Literatur stellen. In der neuen Auflage ist der erste Abschnitt soweit gekürzt, daß nur die Stammbauarten der Verbrennungsmotoren Erwähnung finden. Dafür ist ein kurzes Kapitel über Gasturbinen eingeschoben worden. Am reichhaltigsten und für den Konstrukteur wertvollsten ist der Abschnitt »Konstruktion, Aufstellung und Betriebsergebnisse von zeitgemäßen Verbrennungsmotoren«. 23 Konstruktionstafeln, darunter einige mehrfarbig ausgeführt, und 41 Zahlentafeln, enthaltend Betriebsergebnisse, Kosten der Anlage und Abmessungen der wichtigsten Bauarten, sind ein außerordentlich reichhaltiges Studienmaterial, das einen Beweis für den Fleiß liefert, den der Verfasser auf die Vervollständigung seines Werkes gewendet hat, und für das große Entgegenkommen, das er bei der beteiligten Motorenindustrie gefunden hat.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der Portland-Zement und seine Anwendungen im Bauwesen. Verfaßt im Auftrage des Vereines deutscher Portland-Zement-Fabrikanten von F. W. Büsing und Dr. C. Schumann. 3. Aufl. Berlin 1905, Kommissionsverlag der »Deutschen Bauzeitung« G. m. b. H. 576 S. mit etwa 400 Fig.

[1]) Z. 1903 S. 466.

Le four électrique. Son origine, ses transformations et ses applications. Forces naturelles, électro-métallurgie-chimie par voie sèche. 1. Bd. Von A. Minet. Paris 1905, Librairie scientifique A. Hermann. 76 S. mit 49 Fig. und 8 Bildnissen. Preis 5 frs.

Hülfswerte für das Entwerfen und die Berechnung von Brücken mit eisernem Ueberbau. Als Ergänzung zu den preußischen Vorschriften für das Entwerfen der Brücken mit eisernem Ueberbau. Von F. Dircksen. 2. Aufl. Berlin 1905, Wilhelm Ernst & Sohn. 43 S. 4° mit 36 Fig. und 1 Tafel. Preis 4 *M*.

Hochspannungs-Isolatoren-Katalog. Ausgabe 1905. Von Porzellanfabrik Hermsdorf.

Sammlung Göschen. Bd. 38: Chemie. Organischer Teil. Von Dr. Jos. Klein. 3. Aufl. Leipzig 1905, G. J. Göschensche Verlagsbuchhandlung. 194 S. Preis 80 Pfg.

Desgl. Bd. 48: Beispiel-Sammlung zur Arithmetik und Algebra. Von Dr. H. Schubert. 3. Aufl. 147 S. Preis 80 Pfg.

Desgl. Bd. 77: Theoretische Physik II. Von Dr. G. Jäger. 3. Aufl. 153 S. mit 47 Fig. Preis 80 Pfg.

Desgl. Bd. 78: Theoretische Physik III. Von Dr. G. Jäger. 3. Aufl. 149 S. mit 33 Fig. Preis 80 Pfg.

Desgl. Bd. 146: Repetitorium und Aufgabensammlung zur Differentialrechnung. Von Dr. Fr. Junker. 2. Aufl. 129 S. mit 46 Fig. Preis 80 Pfg.

Elektrisch betriebene Krane und Aufzüge. Von Siegfried Herzog. Zürich 1905, Albert Raustein. 464 S. 4° mit 981 Fig. Preis 24 *M*.

Die Motoren zum Antrieb parallel arbeitender Wechselstromgeneratoren. (Sonderabdruck aus »Die Gasmotorentechnik«.) Von H. Holtze. Berlin 1905, Boll & Pickardt. 18 S. mit 13 Fig. und drei Figurentafeln. Preis 1,50 *M*.

Neuere Turbinenanlagen. Von Wilh. Wagenbach. Berlin 1905, Julius Springer. 127 S. 4° mit 48 Fig. und 54 Taf. Preis 15 *M*.

Vom Romanischen bis zum Empire. Eine Wanderung durch die Kunstformen dieser Stile. Von Anton Genewein. Erster Teil: Romanischer Stil und Gotik. Leipzig 1905, Friedr. Rothbarth. 144 S. mit 295 Fig. Preis 2 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Dampfkraftanlagen.

Kontrolle des Dampfkesselbetriebes. Von Carlo. (Z. Dampfk. Maschbtr. 2. Aug. 05 S. 294/96) Ergebnisse von Versuchen an einer Anlage mit 8 Dampfkesseln von je 70,6 qm Heizfläche, 2,55 qm Rostfläche und 6 at Ueberdruck. Die Kessel sind mit Heringschen Ueberhitzern von je 12 qm Heizfläche versehen.

Ueber die körperliche Leistungsfähigkeit der Kesselheizer. Von Geiger. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Juli 05 S. 137/38) Zweckmäßigkeit von Vorschriften, die die Beanspruchung der Heizer beschränken sollen.

The Liège Exhibition. (Engineer 4. Aug. 05 S. 104/06*) Liegende Tandem-Verbunddampfmaschine der Compagnie Phoenix in Gent.

Modern economical steam engines and turbines. Forts. (Engineer 4. Aug. 05 S. 119/20*) Versuche an Dampfturbinen.

Test of a steam turbine after two years' service. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 76*) Die Versuche, deren Ergebnisse in Schaulinien dargestellt sind, sind von Miller und Lawrence an einer 150 pferdigen De Laval-Turbine der New England Structural Co. gemacht worden.

Versuche an einer Parsons-Dampfturbine. Von Stange. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 05 S. 83/85*) Die Abnahmeversuche an der 400 KW-Turbodynamo der Ersten Brünner Maschinenfabrik haben 10,26 kg/KW-st geringsten Verbrauch an Dampf von 8,5 at Ueberdruck und 83° Ueberhitzung ergeben.

Eisenbahnwesen.

Compound locomotives for the Central Northern Railway of the Argentine Republic. (Engng. 4. Aug. 05 S. 159/60* mit 1 Taf.) Darstellung einer 5/6-gekuppelten Personenzuglokomotive und einer 6/6-gekuppelten Güterzuglokomotive, beide für 1 m Spurweite, gebaut von A. Borsig in Tegel.

Die Wagen der New Yorker Untergrundbahn. Von Freund. (Elektrot. Z. 3. Aug. 05 S. 728/30*) Die auf 2 zweiachsigen Drehgestellen ruhenden Wagen sind 15,6 m lang über den Buffern, 2,6 m breit und werden von zwei 200 pferdigen Motoren angetrieben. Einzelheiten des Ober- und Untergestelles, der Motoren, der Steuerung und Kabelleitungen.

Les dénivellations de la voie et les oscillations du matériel de chemins de fer. Von Marié. (Ann. Mines 05 Heft 5 S. 491/526*) Theoretische Untersuchungen über die Schwingungen von Eisenbahnfahrzeugen unter Bezugnahme auf die Beschaffenheit der Gleise. Folgerungen auf die Anordnung der Wagenfedern und der Gleise.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Bridge over the River Zambesi at Victoria Falls, Rhodesia. Schluß. (Engng. 4. Aug. 05 S. 137/41*) S. Zeitschriftenschau v. 22. Juli 05.

The Newark viaducts of the Lackawanna Railroad. (Eng. Rec. 22. Juli 05 S. 102/04*) Aufzählung und Linienrisse der Brücken, die bei dem Umbau der Strecke aufgestellt wurden. S. a. Zeitschriftenschau v. 3. Dez. 04. Darstellung des Bauvorganges.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.
Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 *M* pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 *M* pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

The Thebes bridge superstructure. (Eng. Rec. 22. Juli 05 S. 98/99*) Schaubilder der ganzen Brücke, eines verschiebbaren Auflagers und der Fahrbahnaufhängung.

Cantilever erection of simple riveted railroad spans. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 65/68*) Bau der Brücken auf der Western Maryland Railroad, s. Zeitschriftenschau v. 1. April 05 u. f. Die Brücken haben 55 bis 410 m Länge.

Elektrotechnik.

Modern power-plant design and economics. Von Koester. (Eng. Magaz. Aug. 05 S. 689/706*) Vergleich zwischen den Einrichtungen von amerikanischen und europäischen Kraftwerken.

Das Elektrizitätswerk Venedig. Von Niethammer. (Z. f. Elektrot. Wien 6. Aug. 05 S. 471/73 mit 2 Taf.) Das am Cellina-Fluß gelegene Kraftwerk enthält 6 Drehstromerzeuger von je 1800 KW Leistung und 4000 V Spannung, deren wagerechte Welle von Wasserturbinen mit 315 Uml./min unmittelbar angetrieben wird. Die verfügbare Wasserkraft hat 58,6 m Gefälle bei 20 bis 22,5 cbm/sk. Zur Erregung dienen drei weitere Turbinendynamos von 130 KW Leistung bei 500 Uml./min. Darstellung der Schaltanlage.

Electrical power development at Portland, Ore. (El World 29. Juli 05 S. 174/77*) Die Portland General Electric Co. besitzt ein Wasserkraftwerk am Willamette-Fluß von 8600 PSe und ein Dampfkraftwerk in Portland von 10000 PSe Leistung. Kurze Beschreibung der beiden Anlagen.

Die Akkumulierungsanlage des Elektrizitätswerkes Olten-Aarburg. Von Herzog. (El. Bahnen 4. Aug 05 S. 401/05* mit 1 Taf.) Dem dargestellten Kraftwerk steht eine Wasserkraft der Aare von 150 bis 160 cbm/sk und 1,7 bis 4 m Gefälle zur Verfügung. Es enthält 10 Turbinen von je 300 PS Leistung bei 285 Uml./min. Davon sind 6 mit wagerecht angeordneten Zweiphasen Wechselstromerzeugern von 5000 V Spannung unmittelbar gekuppelt, die andern vier treiben paarweise je einen Zweiphasen-Wechselstromerzeuger von 5300 V Spannung durch Kammradübersetzung mit 120 Uml./min an. Forts. folgt.

Bemerkungen über Wendepolmaschinen. Von Rotth. (Z. f. Elektrot. Wien 6. Aug. 05 S. 473/75*) Beobachtungen an einer zweipoligen und einer vierpoligen Maschine mit 230 und 390 mm Ankerdurchmesser, 115 und 195 mm Ankerlänge und 1000 bis 1200 und 600 bis 800 Uml./min. Beide Maschinen hatten Trommelwicklung, die eine für 110, die andre für 220 V Spannung.

Erd- und Wasserbau.

Compressed air foundations for bridges. I. Von Boycott. (Engineer 4. Aug. 05 S. 103/04*) Geschichtliches über die Anwendung von Senkkästen. Beispiele einiger bemerkenswerter Gründungen unter Wasser.

Les tunnels tubulaires en terrains aquifères. Von Birault. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juni 05 S. 852/918* mit 2 Taf.) Unter Bezugnahme auf die geplanten Tunnel unter der Seine für die Pariser Stadtbahn werden die allgemeinen Gesichtspunkte bei der Anlage von Tunneln besprochen. Beispiele einiger ausgeführter Anlagen.

Feuerungsanlagen.

Die Verheizung von Kleinkohlen. Von Eberle. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Juli 05 S. 133/36*) Aus den mitgeteilten Versuchen mit mehreren Kleinkohlenfeuerungen folgert der Verfasser, daß diese für oberbayrische Kleinkohlen gut geeignet sind.

Gesundheitsingenieurwesen.

Sewage disposal at Hampton, England. (Eng. Rec. 22. Juli 05 S. 91/92) Die Abwässer werden an 5 Stellen durch Ejektoren in die Reinigungsanlagen gedrückt. Der erforderliche Luftdruck beträgt rd. 2 at. Wirkungsweise der Reinigungsanlagen und Erfahrungen aus ihrem Betriebe.

Sewage disposal at Elmhurst, N. Y. (Eng. Rec. 22. Juli 05 S. 87/89*) Die Anlage von 3780 cbm Tagesleistung enthält vier Niederschlagbehälter und einen Filterbehälter. Mitteilungen über den Bau.

Gießerei.

Die Eisen- und Metallgießerei der Deutschen Niles-Werkzeugmaschinenfabrik in Oberschöneweide bei Berlin. (Gießerei-Z. 1. Aug. 05 S. 508/13*) Einteilung der Fabrik. Hebezeuge. Großgießerei. Kleinformerei. Kernformerei. Kuppelöfen. Forts. folgt.

Ueber das Schwinden des Gußeisens und dessen Folgen. Von Vetter. (Gießerei-Z. 1. Aug. 05 S. 505/08*) Verschiedene Schwindmaße. Verziehen von Gußstücken. Verhinderung des ungleichmäßigen Schwindens.

Heizung und Lüftung.

District heating. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 73/74) Auszüge aus den Berichten von Blood, Wallace und Maunsell in der letzten Versammlung der National Electric Light Association.

Hochbau.

Details of the Wannemaker power house, Philadelphia. (Eng. Rec. 22. Juli 05 S. 94/96*) Eisenkonstruktionen des 12stöckigen Geschäftshauses, das 10 Dampfdynamos von 2700 KW Gesamtleistung erhalten soll. Forts. folgt.

Heavy plate girders in the Bellevue-Stratford Hotel extension. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 71/72*) Eisenkonstruktion des 16stöckigen Erweiterungsbaues von 23,1 × 55,2 qm Grundfläche.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Electrically-operated ore unloading machines. Von Fawcett. (Marine Eng. Aug. 05 S. 325/28*) Darstellung einiger von der Brown Hoisting Machinery Co. in Cleveland gebauten Entladevorrichtungen für Schiffe.

Materialkunde.

Le laboratoire d'électricité de l'École nationale supérieure des Mines. Von Roberjot. (Ann. Mines 05 Heft 5 S. 527/40* mit 2 Taf.) Einrichtung der Anstalt und kurze Angaben über die aufgestellten Maschinen und Geräte.

Neuere Dauerversuchsmaschinen. Von Wazau. (Dingler 5. Aug. 05 S. 481/86*) Besprechung einiger neuerer Bauarten von Prüfmaschinen für Dauerversuche und ihre Anwendung. Schluß folgt.

Der Einfluß der Temperatur bei der Bearbeitung von Eisen und Stahl. Von Olvy und Bonet. Forts. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 05 S. 85/88*) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05. Forts. folgt.

Fractures in large steel boiler plates. Von Milton. (Engng. 4. Aug. 05 S. 64/66) Schilderung einiger Unfälle an Kesselblechen und Erörterung der Ursachen unter Berücksichtigung der üblichen Prüfverfahren. Forts. folgt.

The fire resistance of different concretes. (Eng. Rec. 22. Juli 05 S. 97) Bericht über Versuche eines von der National Fire Protection Association eingesetzten Ausschusses. Die Folgerungen daraus enthalten Vorschriften über die Herstellung des Betons und über die Dicke der Schutzumhüllung für Eisenteile.

Ueber Schmelzpunkte von Metallen. (Dingler 5. Aug. 05 S. 489/92*) Verfahren und Vorrichtungen zum Bestimmen der Schmelzpunkte. Forts. folgt.

Mechanik.

Stresses in dams. Von Wilson und Gore. (Engng. 4. Aug. 05 S. 134/35*) Erläuterung eines Verfahrens, um an Hand von Modellversuchen die Verteilung der Drücke in Erddämmen festzustellen.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. (Dingler 5. Aug. 05 S. 486/89) Bewegungsgleichung des Kurbelgetriebes. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

The interchangeability of large screws. (Engng. 4. Aug. 05 S. 441/44*) Erörterung der Bestrebungen zur einheitlichen Herstellung von Schraubenspindeln. Konstruktion einer hierzu verwendbaren Drehbank.

An English high-speed planer. (Am. Mach. 5. Aug. 05 S. 73*) Die von der Bateman's Machine Tool Co. Ltd. in Leeds gebaute Maschine ist mit besondern Einrichtungen für schnelle Umkehr der Tischbewegung ausgerüstet.

The Flather combination open side planer. (Iron Age 27. Juli 05 S. 208/09*) Die zum Bearbeiten von Herzstücken bestimmte Maschine der Mark Flather Planer Co. in Nashua, N. H., hat einen festen und einen abnehmbaren Seitenständer.

New Niles six-foot universal radial drill. (Iron Age 27. Juli 05 S. 207*) Die von den Niles Tool Works in Hamilton, Ohio, gebaute Maschine hat 508 mm Bohrlänge und rd. 1400 mm wagerechte Verschiebung der Spindel.

Compressed air marking machine. Von White. (Am. Mach. 5. Aug. 05 S. 82/84*) Die Maschine dient zum Aufdrücken von Schrift auf Metalldeckel. Der Preßkolben wird mit Druckluft betätigt.

Motorwagen und Fahrräder.

Rotationskraftmaschinen und ihre Bedeutung für die Automobil-Industrie. Von Albrecht. Schluß (Motorw. 31. Juli 05 S. 472/74*) Kapselwerke von P. Blanc. Der Adams-Farwell-Motor.

Pumpen und Gebläse.

The Goulds new duplex water lifter. (Iron Age 27. Juli 05 S. 220*) Die doppeltwirkende Zwillingspumpe wird mit Wasser aus der Leitung betrieben und dient zum Füllen eines Hochbehälters.

Schiffs- und Seewesen.

Experiments on resistance of ship's models. Von Rota. (Engng. 4. Aug. 05 S. 162/64*) Eingehender Bericht über Schleppversuche mit Schiffsmodellen von verschiedener Breite und verschiedenem Tiefgang in der königlichen Werft in Spezia.

Notes on the trials of H. M. S. »Adventure«. (Engineer 4. Aug. 05 S. 107/09*) Deckplan, Segelriß und Querschnitte sowie eingehender Bericht über die Probefahrten. Das Schiff ist ein Schwesterschiff des in Z. 1905 S. 377 beschriebenen Aufklärungskreuzers »Sentinel«.

The fire-boat »George H. Williams«, of Portland, Oregon. (Marine Eng. Aug. 05 S. 333/35*) Hölzerner Dampfer von 34,5 m Länge über alles, 7,6 m Breite und 240 t Wasserverdrängung. Zum Feuerlöschen dienen 2 Dampfpumpen von zusammen 26 cbm/min Leistung.

Motor boats. Von Durand. Forts. (Marine Eng. Aug. 05 S. 319/21*) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05. Forts. folgt.

Propelling machinery for the arctic steamer »Roosevelt«. (Marine Eng. Aug. 05 S. 328/32*) Weitere Angaben über das in Z. 1905 S. 1135 beschriebene Schiff. Anordnung der Maschine, der Kessel und der Wellenleitung.

Turbines and reciprocating engines in the Midland Railway Company's boats. Von Gray. (Engng. 4. Aug. 05 S. 161/62) Der Bericht vergleicht die beiden mit Dampfturbinen versehenen Schiffe »Londonderry« und »Manxman« mit den mit Kolbenmaschinen versehenen Schiffen »Antrim« und »Donegal«. Den Vorzug erhalten die Turbinendampfer.

Gas-engine with producer for marine use. (Engng. 4. Aug. 05 S. 145/46*) 18 m langes und 3 m breites Boot mit Viertakt-Sauggasmotor von 75 PSe bei 300 Uml./min.

Unfallverhütung.

Gefahren der Dampfkesselreinigung. Von Hauck. Forts. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 05 S. 92/95*) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05. Forts. folgt.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The gas power and heating plant of the Atha Tool Co. Von Bibbins. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 56/58*) Die Anlage enthält zwei Gaserzeuger von 2,3 m Dmr. für Sauggas und Wassergas, zwei Teleskop-Gasbehälter von 283 und 142 cbm Inhalt und drei stehende dreizylindrige Westinghouse-Motoren, die mit Gleichstromerzeugern von je 75 KW Leistung bei 220 V Spannung gekuppelt sind.

Wasserkraftanlagen.

Druckschwankungen in Turbinenzuleitungsrohren. Von Budau. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 4. Aug. 05 S. 443/47*) Verschiedene Ablaßvorrichtungen. Druckregler. Schlußfolgerungen.

Wasserversorgung.

The water works at Raton, N. M. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 72*) Aus zwei Talsperren von 132000 und 246000 cbm Inhalt werden die städtischen Wasserwerke und ein Behälter der Atchison, Topeka and Santa Fé-Eisenbahn gespeist. In der rd. 10 km langen Holzleitung von 305 mm l. W. wird ein Druck von 9 at aufrecht erhalten.

The selection of water-works pumping machinery. Von Hill. Forts. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 58/60*) Bauart der Maschinen und Pumpen. Dampfspannung. Kolbengeschwindigkeiten. Ueberhitzung. Baulichkeiten.

Water purification at South Bethlehem, Pa. (Eng. Rec. 15. Juli 05 S. 61/64*) Die Anlage ist für 15000 cbm Tagesleistung bemessen. Das Wasser fließt aus einem Hochbehälter von 44000 cbm Inhalt durch 6 Filterbecken von 4,8×54,6 qm Fläche und wird in einem Reinwasserbehälter von 18000 cbm Inhalt gesammelt.

Werkstätten und Fabriken.

Some French motor car works. (Engineer 4. Aug. 04 S. 109/11*) Beschreibung der Werkstätten von Panhard & Levassor in Paris.

A large locomotive building and repair works in France. Von Ring. (Eng. Magaz. Aug. 05 S. 657/72*) Schaubilder aus den Werkstätten der französischen Ostbahn in Epernay.

A French electric shop. Von Guarini. (Am. Mach. 5. Aug. 05 S. 79*) Schaubilder und kurze Beschreibung der neuen Werkstätten für Dynamobau der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Belfort.

The new belting factory of Charles A. Schieren & Co. (Am. Mach. 5. Aug. 05 S. 74/76*) Die Fabrik verarbeitet 100000 Häute jährlich. Darstellung des Arbeitsganges durch Schaubilder.

Rundschau.

Im Anschluß an den allgemeinen Bericht über die neueren Bestrebungen im Bau von Motorfahrrädern[1] sei im nachstehenden die Konstruktion **des neuen vierzylindrigen Motorfahrrades** der Fabrique Nationale d'Armes de Guerre in Herstal bei Lüttich besprochen. Das Motorrad, Fig. 1, dessen Achsstand von 1410 mm nur unwesentlich größer ist als der eines gewöhnlichen Fahrrades, hat einen in sich abgeschlossenen, schlank gebauten Rahmen, dessen unteren Teil man in seinem wagerecht verlaufenden Stück gegabelt hat, um den Motor unterzubringen. Wie bei den meisten neueren Motorfahrrädern ist die Lenkstange durch eine Bufferfeder gegen das Vorderrad abgestützt. Die Gabel, welche das Lager des Vorderrades trägt, ist zu diesem Zweck durch drei Paare von Gelenkhebeln mit einer zweiten, parallelen Gabel verbunden, die die untere Fortsetzung der Lenkstange bildet, derart, daß plötzliche, nach oben gerichtete Bewegungen des Vorderrades durch die eingeschaltete Feder gedämpft werden. Das Rad wird von einem stehenden Motor angetrieben, Fig. 2 bis 4, der bei 1800 Uml./min 3 PS leistet. Die 4 Zylinder von 45 mm Dmr. und 57 mm Hub haben Rippenkühlung und sind mit ihren Ventilgehäusen aus einem Stück gegossen. Sie sitzen getrennt voneinander auf dem gemeinsamen Kurbelgehäuse, in dem die Kurbelwelle gelagert ist. Die Kurbelzapfen sind in der bei Vierzylindermotoren allgemein üblichen Weise gegeneinander versetzt. Der Motor hat selbsttätig wirkende Einlaßventile; die Auspuffventile werden von einer mit halber Geschwindigkeit umlaufenden Steuerwelle durch Daumen angetrieben, die auf die unteren Enden der Ventilstangen unter Vermittlung dreiarmiger Winkelhebel einwirken. Die Auspuffventilstangen sind geteilt, und ihre unteren, im Gehäuse geführten Enden haben runde Köpfe, unter die ein für alle Ventile gemeinsamer Hebel greift. Wird der Hebel angehoben, so werden alle Auspuffventile unabhängig von der Steuerung gleichzeitig geöffnet, wodurch der Motor gehindert wird, aus der Einströmleitung Gemisch einzusaugen. Der Antrieb zu dieser Aussetzvorrichtung ist mit dem Handhebel in Verbindung, der die Bremse betätigt.

Fig. 1. Vierzylindriges Motorrad.

Der Vergaser, Fig. 5 und 6, der unmittelbar an die Einströmleitung des Motors angehängt ist, ist ein gewöhnlicher Schwimmervergaser, bei dem die Strömrichtung des fertigen Gemisches noch geändert wird, bevor es in die Saugleitung des Motors gelangt. Zu diesem Zweck ist der Mischkegel *a*, der die Düse *b* umgibt, mit zwei Flanschen in das Gehäuse eingesetzt, von denen der obere durchbrochen ist. Der Motor

[1] Z. 1905 S. 667.

Fig. 2 bis 4. Vierzylindermotor.

Fig. 5 und 6. Vergaser.

Fig. 7. Rädergetriebe.

saugt aus dem zwischen den Flanschen entstehenden Ringraum das Gemisch von oben her ab. Wenn bei steigender Umlaufzahl des Motors der Unterdruck eine gewisse Höhe überschreitet, wird, um eine zu große Anreicherung des Gemisches zu verhüten, ein selbsttätiges Ventil *c* angehoben, so daß frische Zusatzluft angesaugt wird.

Der Zündstrom wird in einer Magnetdynamo erzeugt, die durch eine kurze Hülfswelle des Steuergehäuses, Fig. 4, angetrieben wird. Auf dem einen Ende der Steuerwelle ist ferner der Stromverteiler gelagert, durch den nacheinander in den vier Zylindern der Zündfunken hervorgebracht wird.

Zur Uebertragung auf die Hinterachse dient das Rädergetriebe, Fig. 7, das im allgemeinen dem des »kettenlosen« Fahrrades nachgebildet ist. Zwischen der Kurbelwelle *a* und der hohlen Hinterradachse *f* sind zwei Räderpaare, *b*, *c* und *d*, *e* eingeschaltet, die, vorausgesetzt, daß das Rädergehäuse vollkommen dicht erhalten werden kann, einen sehr geräuschlosen Betrieb ermöglichen[1]). Für die Schmierung des Rädergetriebes ist bei dem Räderpaare *b*, *c* eine Stauffer-Büchse vorhanden, die je nach Bedarf niedergeschraubt wird. Bei dem Räderpaare *d*, *e* muß der Deckel des Gehäuses abgenommen werden, wenn Schmiere nachgefüllt werden soll. Bemerkenswert ist, daß man bei dieser Uebertragungsvorrichtung, um ganz sicher zu gehen, zwischen Rädergetriebe und Motor noch ein federndes Mittel eingeschaltet hat, obschon der Motor als Vierzylindermotor ein sehr gleichmäßiges Drehmoment liefern muß. Die mit dem Getriebe verbundene Scheibe *g* ist nämlich gegen das Motorschwungrad *h* durch drei Federn abgestützt, die sich gegen Aussparungen des Schwungrades und gegen die Köpfe von Bolzen *i* legen. Plötzliche Beanspruchungen der Zahnräder werden hierdurch vermieden, gleichviel ob das Schwungrad die Scheibe *g* oder, wie bei Aussetzern, die Scheibe das Schwungrad antreibt.

Das Fahrrad wird durch Antreten in Betrieb gesetzt. Das kleine

[1]) Von der Fabrik werden die Uebersetzungsverhältnisse $b : c = 18 : 25$ und $d : e = 15 : 24$ angegeben, was jedoch anscheinend den Zeichnungen nicht entspricht.

Kettenrad des Tretkurbelantriebes sitzt zu diesem Zweck auf einer Hülse, deren inneres Ende mit einem steilen, flachen Schraubengang versehen ist. Beim Drehen des Kettenrades wird eine auf seiner Nabe aufgesetzte Kegelmuffe in der Richtung der Hinterradachse verschoben, derart, daß das Kettenrad beim Vorwärtstreten mit der Hinterradachse gekuppelt wird. Sobald jedoch die Hinterradachse unter der Wirkung des Motorantriebes vorzueilen beginnt, wird die Kupplung selbsttätig gelöst.

Fig. 8.

Oelpumpe für Handbetrieb.

Als Handbremse dient eine in der Zeichnung nicht dargestellte doppelte Felgenbremse, die auf dem oberen Ende der Hinterradgabel befestigt wird. Außerdem werden beim Rückwärtstreten zwei an einer feststehenden Trommel drehbare Bremsbacken betätigt, die von einer Feder ständig nach einwärts gezogen werden. Beim Rückwärtstreten wird durch ein auf der Tretkurbelachse sitzendes Sperrwerk eine Bremsstange, s. Fig. 1, in der angegebenen Richtung verstellt, wodurch die Bremsbacken auseinander gedrückt werden.

Der obere Teil des Rahmens wird durch einen 7 ltr fassenden Benzinbehälter und einen 2 kg enthaltenden Oelbehälter ausgefüllt, der an seiner Vorderseite eine Oelpumpe für Handbetrieb, Fig. 8, trägt. Die Pumpe ist mit einer hohlen Kolbenstange versehen, an der sich der Schaft eines kegeligen Hahnwirbels führt. Sie wird gefüllt, indem man durch Drehen eines Handgriffes eine Verbindung zwischen Oelbehälter und Pumpenzylinder herstellt und dann den Kolben hochzieht. Sodann wird der Griff wieder in die frühere Lage zurückgedreht und der Kolben niedergedrückt, wobei das Oel, ein Kugelventil öffnend, in die Leitung entweicht. Das Ventil soll verhindern, daß beim Hochziehen des Kolbens Oel statt aus dem Behälter aus der Leitung angesaugt wird. Die Oelpumpe ist ausschließlich für den Motor bestimmt. Sie drückt unmittelbar in das Kurbelgehäuse, aus dem das Oel von der Kurbelwelle und den Stangenköpfen auf die Kolben und Lager gebracht wird. Die Lager der übrigen sich drehenden Teile, der Steuerwelle, der Zünddynamo und der Laufräder müssen besonders geschmiert werden. Das Gesamtgewicht des ausgerüsteten Rades beträgt 75 kg, der Durchmesser der Räder mit Gummireifen 660 mm.

A. Heller.

Auf einer jüngst abgehaltenen Versammlung der American Society for Testing Materials hat Hr. Louis H. Parker einen Vortrag über **Versuche** gehalten, die er angestellt hat, um Aufklärung **über den Schutz von Eisenkonstruktionen gegen Rost** zu erhalten. Sämtliche von ihm geprüfte Farbenanstriche haben sich nicht bewährt, dagegen hat sich schließlich die Verwendung von Papier als ein vorzügliches Schutzmittel gegen Rost erwiesen. Die Eisenteile werden mit Hülfe von Drahtbürsten sorgfältig von Rost gereinigt und mit einer klebrigen Farbe angestrichen. Darüber wird ein billiges Paraffinpapier gelegt und leicht angepreßt, und zwar so, daß die Papierstreifen sich an den Enden überdecken. Schließlich wird außen eine Farbe aufgebracht. Die bisherigen Versuche erstrecken sich nur über 3 Jahre, sind also noch nicht ausreichend, um ein endgültiges Urteil zu fällen. Sie haben jedoch soviel gezeigt, daß das Papier imstande ist, die Bildung von Rost infolge der Einwirkung von Rauch und Gasen zu verhindern. (The Iron Age 20. Juli 1905 S. 148)

I. M. Gledhill von der Firma Armstrong, Whitworth & Co. in Manchester, der sich durch seine Forschungen auf dem Gebiete des Werkzeugstahles bereits einen Namen gemacht hat, hat die folgende Uebersicht für den **Zusammenhang zwischen dem Kohlenstoffgehalt von gewöhnlichem Tiegelstahl und seiner Verwendung** aufgestellt[1]):

Kohlenstoffgehalt vH	geeignet für
1,3	Dreh- und Hobelstähle, Bohrer, Schneidmesser, Rasiermesser und chirurgische Geräte.
1,15	schwerere Werkzeuge und Bohrer, Preßstempel, große Reibahlen, Kreissägen, sowie die schwersten Schneidstähle und Bohrer.
0,8	Meißel, schmale Scherenmesser und große Gewindebohrer
0,75	Preßstempel, Hämmer, Lochwerkzeuge und Schmiedewerkzeuge.
0,65	Nietstempel, Dorne, Hämmer und Stempel.

Für den Ausbau des Kraftwerkes der städtischen Elektrizitätswerke in Wien sind drei **grofse Parsons-Dampfturbinen** mit den zugehörigen Drehstromdynamos in Auftrag gegeben worden. Von den von der Ersten Brünner Maschinenfabrik in Brünn gebauten Turbinen haben zwei je 10000 PS, die dritte 5000 PS; in zwei Dynamos wird Drehstrom von 5250 V mit 960 Uml./min, in der dritten Dynamo Drehstrom von 300 V erzeugt. Die Anlage soll bereits in diesem Herbst in Betrieb genommen werden. (Elektrische Bahnen und Betriebe 4. August 1905)

Der Inspektor für Dampfkessel und Aufzüge der Stadtgemeinde von St. Louis E. Branch hat, wie die Zeitschrift der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft, Wien[1]), berichtet, vor kurzem eine Bestimmung erlassen, daß **alle in der Stadt St. Louis** zur Verwendung kommenden **Dampfkessel**, deren zylindrischer Körper mehr als rd. 1070 mm Dmr. hat, und die für mehr als 1,05 at Ueberdruck bestimmt sind, an den Längsnähten mit **Laschennietungen** versehen werden sollen. Einfache Laschen müssen so dick sein wie die Mantelbleche, doppelte Laschen können 5/8 von der Dicke der Mantelbleche erhalten. Diese Verordnung steht in Uebereinstimmung mit den auch bei uns herrschenden Bestrebungen, mit Rücksicht auf die erhöhten Dampfdrücke überlappte Kesselnietungen möglichst zu vermeiden[2]). Die Normen des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine tragen dieser Forderung dadurch Rechnung, daß sie für Ueberlappungsnietungen höhere Sicherheitsziffern vorschreiben als für Laschennietungen.

Die **Leistungsfähigkeit des Suez-Kanals** hat sich in den letzten 20 Jahren durch stetige Ausbaggerung und Verbreiterung des Kanalbettes nahezu verdoppelt. Man ist zurzeit weiter bestrebt, durchweg eine Wassertiefe von 9,5 m zu schaffen. Von km 61 in der Nähe von El Ferdan bis Suez soll ferner die Kanalsohle von 31 auf 39 m verbreitert werden. Die Krümmungen werden auch vergrößert, und in dem kleinen Bittersee soll eine neue große Ausweichstelle geschaffen werden. Auf der nördlichen Hälfte beträgt die Breite des Kanals in der Wasserlinie zurzeit rd. 92 bis 110 m, in der südlichen Hälfte 72 bis 92 m.

In dem Bericht der kgl. preußischen Regierungs- und Gewerberäte teilt der Gewerberat des Regierungsbezirkes Potsdam mit[3]), daß eine der von uns bereits besprochenen **suggestion box**[4]) ähnliche Einrichtung allerdings in beschränktem Umfange in dem Kabelwerk Oberspree der A. E. G. mit Erfolg eingeführt ist. Für praktische Vorschläge von Sicherheitseinrichtungen werden den Arbeitern Belohnungen in Höhe von 9 bis 300 ℳ gezahlt; die Firma soll auf diese Weise schon mehrfach wertvolle Anregungen zu Verbesserungen von Schutzvorrichtungen erhalten haben.

Um der Gleichgültigkeit der Arbeiter gegen **Einrichtungen zur Verhütung von Unfällen** entgegenzuarbeiten, läßt das Peiner Walzwerk[5]) von den Arbeitern der verschiedenen Betriebsabteilungen Arbeiterausschüsse wählen, die allmonatlich einmal ihre Abteilungen daraufhin zu besichtigen haben, ob genügende Schutzeinrichtungen vorhanden sind. Die Vorschläge dieser Ausschüsse gelangen durch die Leiter der Betriebsabteilungen an den Direktor, der über die Ausführung

[1]) The Iron Age 20. Juli 1905 S. 150.

[1]) 1905 S. 96.

[2]) Zeitschrift des bayerischen Revisionsvereines 1905 S. 85.

[3]) Jahresbericht der kgl. Preußischen Regierungs- und Gewerberäte und Bergbehörden für 1904 S. 45.

[4]) Z. 1905 S. 534.

[5]) Jahresbericht der kgl. Preußischen Regierungs- und Gewerberäte und Bergbehörden für 1904 S. 286.

beschließt. In der chemischen Fabrik Buckau[1]) sind drei Arbeiter, ein Schlosser, ein Zimmermann und ein Hofhandwerker, von der Verwaltung damit beauftragt, allwöchentlich zweimal die in ihr Fach schlagenden Fabrikeinrichtungen zu prüfen und hierüber Bericht zu erstatten. Jeden Monat nimmt der Betriebsingenieur eine Nachprüfung vor und, wenn er zufrieden ist, erhalten die Arbeiter eine Prämie; eine solche wird ihnen außerdem zuerkannt, wenn durch ihre Tätigkeit die Unfallverhütung wesentlich gefördert wird. Die Einrichtung ist seit einem Jahr eingeführt, und die Zahl der Unfälle ist gegen das Vorjahr von 58 (bei 380 Arbeitern) auf 29 (bei 386 Arbeitern) zurückgegangen. In einer größeren Möbelfabrik in Frankfurt a/O.[2]) erhalten die Arbeiter, die sich das ganze Jahr nicht verletzt haben, zu Weihnachten eine Prämie von 5 ℳ, die sich in jedem folgenden Jahr um 5 ℳ bis zu einem Höchstbetrage von 30 ℳ steigert.

Wir haben auf S. 1258 dieses Jahrganges mitgeteilt, daß sich **die elektrischen Anlagen** im Landespolizeibezirk Berlin im vergangenen Betriebsjahre als wenig gefährlich erwiesen haben. Zu demselben Ergebnis muß man gelangen, wenn man die **Berichte der preußischen Gewerberäte** aus den übrigen Regierungsbezirken verfolgt. Haben doch verschiedene darunter ausdrücklich festgestellt, daß der elektrische Betrieb verhältnismäßig wenig Unfälle hervorgerufen hat. Wie gering tatsächlich der Anteil der Elektrotechnik an der Gesamtzahl der tödlichen Betriebsunfälle gewesen ist, geht aus der nachstehenden Zahlentafel hervor.

Bezirk	Todesfälle	davon infolge Elektrizität
Provinz Ostpreußen	21	—
» Westpreußen	22	1
Potsdam	62	1
Frankfurt a/O.	28	—
Berlin	77	1
Pommern	33	—
Posen	6	—
Bromberg	8	—
Breslau	79	1
Liegnitz	7	1
Magdeburg	44	—
Merseburg	22	—
Erfurt	12	—
Schleswig	26	—
Hannover, Osnabrück und Aurich	36	—
Hildesheim	19	—
Lüneburg und Stade	21	—
Münster	54	—
Minden	30	—
Arnsberg	82	1
Kassel	19	—
Wiesbaden	28	—
Koblenz	17	1
Düsseldorf	106	2
Köln	39	—
Trier	40	—
Aachen	22	—
Sigmaringen	2	—

Die beiden aus Düsseldorf mitgeteilten Unfälle haben sich an elektrisch betriebenen Laufkranen ereignet. In dem einen Falle wurde der Kranführer getötet, als er mit der einen Hand die Hochspannung führende Stromzuleitung, mit der andern die Eisenkonstruktion des Kranes berührte. Die Leitung war im Arbeitsbereich des Führers verkleidet und ihr ungeschützter Teil nur durch waghalsiges Klettern zu erreichen. In dem zweiten Fall wurde der Kranführer getötet, als er sich an den Kontakten zu schaffen machte, während gemäß einer vorherigen Abrede sein Mitarbeiter sich entfernt hatte, um den Strom einzuschalten. Im Regierungsbezirk Liegnitz hat sich ein tötlicher Unfall beim Reinigen eines Kessels ereignet. Ein auf einem Flammrohr sitzender Arbeiter, der eine Glühlampe in den Händen hielt, wurde durch den Wechselstrom von 120 V Spannung augenblicklich getötet. Es wurde festgestellt, daß an der Fassung der Glühlampe der Isolierring aus Porzellan fehlte, so daß der Strom auf die sonst geschützten Teile übergehen konnte. Ueber den Unfall an einem Drehstrommotor von 190 V Spannung im Landespolizeibezirk Berlin haben wir an der oben genannten Stelle bereits berichtet. Der aus dem Regierungsbezirk Arnsberg mitgeteilte Unfall betraf einen Arbeiter, der beim Bohren mit der gegen die Brust gedrückten elektrischen Bohrmaschine das eiserne Gehäuse der Maschine gefaßt hatte. Bei der Maschine, die mit 210 V Drehstrom betrieben wurde, hat man festgestellt, daß einer der drei Zuleitungsdrähte mit einer unisolierten Stelle den zu bearbeitenden Träger berührt hatte und der Strom durch den Träger und die Bohrmaschine auf den Arbeiter übergegangen war. Da unglücklicherweise in demselben Augenblick bei einem aus der gleichen Stromquelle gespeisten elektrischen Kran Erdschluß entstanden war, so erhielt der Arbeiter den ganzen Strom und wurde augenblicklich getötet. Die übrigen Unfälle in den Bezirken Westpreußen, Potsdam, Breslau und Koblenz haben sich beim Hantieren mit Schaltvorrichtungen ereignet. Aus den hier mitgeteilten Unfällen geht hervor, daß selbst die strengste Ueberwachung elektrischer Anlagen nicht ausreichen würde, um alle Unfälle zu verhüten, daß aber auch jetzt schon die Zahl der Unfälle gering genug ist, um die Frage zu rechtfertigen, ob die amtliche Ueberwachung, mit der mancherlei Hinderungen und Belästigungen der Industrie unvermeidlich verbunden sind, überhaupt nötig und nützlich ist.

In dem soeben zur Versendung gelangten Bericht über die 22. ordentliche Vorstands-Versammlung des **Zentralverbandes der preußischen Dampfkessel-Ueberwachungsvereine** vom 9. Juni d. J. sind die Verhandlungen über den Gesetzentwurf betr. die Kosten der Prüfung überwachungsbedürftiger Anlagen[1]) von großem und allgemeinem Interesse. Bekanntlich handelt es sich bei diesem Gesetz hauptsächlich um die Ueberwachung der elektrischen Anlagen; in zweiter Linie kommen erst die Aufzüge, Azetylenanlagen, Flaschen für gespannte Gase usw. Von vornherein hatte die preußische Regierung bei den Verhandlungen über den Gesetzentwurf in Aussicht genommen, daß diese Ueberwachung, in gleicher Weise wie diejenige der Dampfkessel, von freiwilligen Vereinen besorgt werden würde. Demgemäß lautet § 3 des Gesetzes:

»Mitglieder von Vereinen zur Ueberwachung der in § 1 »bezeichneten Anlagen, die den Nachweis führen, daß sie die »Prüfung mindestens in dem behördlich vorgeschriebenen Um»fange durch anerkannte Sachverständige sorgfältig ausführen »lassen, können durch den Minister für Handel und Gewerbe »von den amtlichen Prüfungen ihrer Anlagen widerruflich »befreit werden.«

Da die Dampfkessel-Ueberwachungsvereine schon seit Jahrzehnten ihre segensreiche Tätigkeit ausüben und einige von ihnen auch bereits dazu übergegangen sind, außer Dampfkesseln, Kochfässern u. dergl. auch elektrische Anlagen zu überwachen, lag es nahe, diese bewährten Organisationen auch in den Dienst des neuen Gesetzes zu stellen. Deshalb hatte der preußische Minister für Handel und Gewerbe an den Zentralverband der preußischen Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine die Frage gerichtet, ob der Verband vorbehaltlich der näheren Verhandlungen über die Einzelheiten bereit sei, die in dem neuen Gesetze bezeichneten Prüfungen auszuführen. Diese Frage war Gegenstand der Verhandlungen am 9. Juni d. J. Es fehlte nicht an Bedenken gegen die in Aussicht genommene Erweiterung der Aufgaben und Befugnisse der Vereine; ganz besonders wurde geltend gemacht, daß die genaue Kenntnis elektrischer Anlagen denen fehle, die bisher für die Leitung und die Leistungen der Dampfkesselvereine verantwortlich seien: den Vorständen und den Ingenieuren; auch wegen des Selbstverwaltungsrechtes der Vereine und ob ihnen auf die Tarife für die neuen Ueberwachungen genügender Einfluß gewährt werden würde, um sie vor materiellem Schaden zu schützen, wurden Bedenken laut. Jedoch konnte am Schlusse der umfangreichen Verhandlung der Vorsitzende den Willen der Versammlung in folgendem feststellen:

»Eine große Anzahl der Vereine überwacht bereits elek»trische Anlagen; mehrere andre haben sich bereit erklärt, »die Ueberwachung in ihren Wirkungskreis einzuschließen. »Es ist daher anzunehmen, daß sich für jeden Bezirk ein Ver»ein finden wird, der die Ueberwachung übernimmt.

»Was die übrigen überwachungsbedürftigen Anlagen an»betrifft, so erscheinen uns die Schwierigkeiten der Ueber»nahme nicht so groß, daß sie nicht überwunden werden »könnten. Bedingung würde es aber sein, daß den Vereinen »in ihren Tarifen kein Zwang auferlegt wird.

»Der Zentralverband als solcher wird schwerlich in der »Lage sein, die Ueberwachung als einheitliches Unterneh»men durchzuführen. Er wird aber als vermittelndes Glied

[1]) ebenda S. 197.

[2]) ebenda S. 57.

[1]) s. Z. 1904 S. 688, 1748, 1758.

»der Königlichen Staatsregierung seine Dienste nicht versagen »dürfen, um eine gewisse Uebereinstimmung in die Materie »zu bringen und dafür zu sorgen, daß für jeden Bezirk ein »Verein gewonnen wird, der die fraglichen Prüfungen über-»nimmt.«

Es ist demnach sicher zu erwarten, daß die meisten Dampfkessel-Ueberwachungsvereine die Anfrage des Ministers mit Ja beantworten und die Ueberwachung auch der elektrischen und sonstigen der amtlichen Ueberwachung unterworfenen Anlagen übernehmen werden.

Angesichts der Entwicklung unseres technischen Schulwesens dürfte ein Blick in die Jugendzeit des technischen Unterrichts und der Technik überhaupt lehrreich und unterhaltend sein. Die Saale-Zeitung berichtet nach einem Werke: Geschichte der Stadt Halle a/S. von Prof. Dr. Hertzberg, über eine **technische Schule**, die vor 200 Jahren in **Halle a/S.** errichtet worden ist. Der Gründer der Anstalt, Pfarrer Christoph Semler, Dozent an der Universität Halle, gründete im Jahre 1705 eine technische Lehranstalt zu Halle, die im Jahre 1738 den Namen Mathematisch-mechanisch-ökonomische Realschule erhielt. Hierzu hatte die königl. Gesellschaft der Wissenschaften zu Berlin ihre Zustimmung gegeben, und der Rat der Stadt Halle hatte dem Pfarrer Semler 12 arme Knaben überlassen, für die das Almosenamt das Schulgeld zahlte. Nach den Anweisungen des Gründers unterrichtete ein Lehrer die Kinder in seiner Wohnung. Später hat Semler eine größere, wirkliche Realschule errichtet, in der das Hauptgewicht auf Geographie, Geometrie, Arithmetik, mechanische, technische, wirtschaftliche und naturwissenschaftliche Gegenstände gelegt wurde. Das Werk verfiel aber, nachdem Semler im Jahre 1740 gestorben war.

Am 24. September beginnen zu Mons in Belgien die Sitzungen eines **internationalen Kongresses für Weltwirtschaft** (Congrès International d'Expansion Economique Mondiale), der unter dem Protektorat des Königs der Belgier abgehalten wird. Die Verhandlungen sollen in 6 Abteilungen geführt werden, die sich mit Unterrichtswesen, Statistik, Wirtschafts- und Zollpolitik, Seewesen, Kolonialwesen und Handel beschäftigen werden. Nähere Auskunft erteilt das Generalsekretariat des Kongresses, Brüssel, rue de la Loi 8.

Der Verband deutscher Elektrotechniker hat auf seiner letzten Jahresversammlung **»Empfehlenswerte Maßnahmen bei Bränden«** zusammengestellt; diese liegen in Form eines Blättchens und eines Plakates vor und können durch die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer bezogen werden.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 160473. Mehrstufige Dampf- oder Gasturbine. H. Scharbau, Magdeburg. Das Treibmittel gelangt aus dem Ringraum a des Leitrades e durch gekrümmte Leit- und Laufradschaufeln unter kleinem Austrittwinkel und mit großer Austrittgeschwindigkeit in den tief ausgeschnittenen U-förmigen Rückleitraum b des Laufrades f und von da in den U-förmigen Raum c in e usw. Der Austritt aus b und der Eintritt in c sind nicht mit Schaufeln besetzt, wodurch Bremswirkungen bei der Rückleitung vermieden werden.

Kl. 35. Nr. 160093 (Zusatz zu Nr. 158610). **Geschwindigkeitsbegrenzung für Fördermaschinen.** E. Schwarzenauer, Heidelberg. Wenn die Maschine auf irgend einem Teil der Fahrt unzulässig schnell läuft, rückt der Regler ein Getriebe rz ein, Fig. 1, dieses setzt (mittels des Gestänges $s\,h\,s$, Fig. 1 und 2) zunächst die gewöhnlichen Verlangsamungsmittel (Drosselung, Verkleinerung der Füllung, Dampfabstellung, Gegendampf) in Tätigkeit, und erst wenn diese zu wenig oder gar nicht wirken (Hängenbleiben des Ventiles u. dergl.), wird (durch Anschläge a, b, Fig. 2, oder Spannen der Feder f, Fig. 3) ein kräftiger und sicherer wirkendes Mittel angewandt, indem z. B. das Fallgewicht g zum Einrücken der Bremse ausgelöst wird. Die Patentschrift zeigt eine große Anzahl von Ausführungsbeispielen.

Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

***Kl. 35. Nr. 160119. Förderwagensicherung.** L. Nußbaum, Kohlscheid. Eine zwischen Anschlägen e, e_1 im Fördergestell senkrecht verschiebbare Stange a steht während des Beladens mit dem unteren Ende a_1 auf der Aufsetzvorrichtung, sinkt aber beim Anfahren herab, und dabei treffen die Sicherungsklinken c mit ihren Armen b auf Anschläge d des Fördergestelles, fallen herab und sichern die Wagen gegen Anlaufen an die Schachtwand.

Kl. 46. Nr. 160032 (Zusatz zu Nr. 148106). **Steuerung für den Zerstäuber.** G. Trinkler, Linden bei Hannover. Der durch d, e in den Raum f eingeführte abgemessene Brennstoff wird vom Kolben h in den Brennraum gespritzt. Beim Verdichtungshube der Viertaktmaschine hält die Sperrung vt das Gestänge $sgnj$ in der gezeichneten Lage, und der Luftdruck rechts und links von h gleicht sich durch die Nut g aus, bis der Nocken x der Hauptwelle b auf die Rolle y trifft, die Sperrfeder w überwindet und h schnell nach links bewegt. Dort wird h durch den Druck auf den Querschnitt von j während des Arbeits- und Auspuffhubes festgehalten, bis beim Saughube der Nocken s der mit halber Geschwindigkeit gedrehten Steuerwelle i auf die Rolle l trifft und das Steuergestänge wieder in die dargestellte Lage bringt. Das Patent erstreckt sich noch auf eine Ausführungsform für Zweitaktmaschinen.

Kl. 46. Nr. 160052. Zweitaktmaschine. Schweiz. Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Winterthur (Schweiz). Nachdem die von g her zugeführte Ladung im Zylinderraum a entzündet ist und der Kolben b den größten Teil des Arbeitshubes zurückgelegt hat, wird der Auspuff $s\,r\,d$ geöffnet, nach Ausgleich mit dem Atmosphärendruck aber durch den Kolben o geschlossen, und gleichzeitig mit der Freilegung der Oeffnungen g wird a mit dem Raum p verbunden, worin o Unterdruck erzeugt hat. Dieser saugt die Rückstände aus a ab und neue Ladung an, die beim Rückhube verdichtet wird. s_1, r_1, d_1 wirken ebenso.

Kl. 47. Nr. 160700. Regulierhahn. W. de Fontaine, Brüssel. Der zur Speisung von Dampfheizkörpern dienende Hahn ist mit einem kegelstumpfförmigen Einlaßkanal f und einem sich stark erweiternden Anschlußrohr g versehen, worin sich der Dampf schnell ausdehnt und wenig Druck behält, so daß eine Stopfbüchse für das mit Durchlaßschlitzen e versehene, auf einer Schraubenfläche s einstellbare Küken c entbehrlich ist. Man kann c während des Betriebes zum Reinigen herausnehmen, da der Dampfstrahl auf die Räume i, b saugend wirkt und den Dampfaustritt verhindert.

Kl. 47. Nr. 160596. Graphitschmiervorrichtung. R. Pielicke, New York. Zum Schmieren mit trockenem staubförmigem Graphit ist in einem luftdicht geschlossenen Gehäuse $d\,d_1\,d_2$ ein durchlässiger Behälter (Beutel b mit Sieb b_1) so angebracht, daß er in Erschütterungen versetzt werden kann, worauf ein bei d_3 eingeführter Luft- oder Gasstrom den Graphit durch die Leitung g zur Schmierstelle a befördert. Wird zum Zweck des Schmierens das Ventil h geöffnet, so veranlaßt der im Zylinder a (einer Gebläse-, Gas-, Heißdampfmaschine) stattfindende Druckwechsel eine Auf- und Abbewegung des durch die Feder e in der Schwebe gehaltenen Behälters $b\,b_1$, da sich der wechselnde Druck durch die engen Durchtrittsöffnungen c nicht sofort ausgleichen kann.

Kl. 47. Nr. 160594. Sicherung von Schienenstoßverbindungen. W. Oberthür, St. Petersburg. Die Schienenstoßverbindung *sldf* wird gegen unbefugtes Lösen der Schrauben dadurch gesichert, daß man auf einen Ansatz *b* der Unterlegplatte *a* eine Kappe *g* schiebt, die nur mittels eines Schlüssels wieder abgenommen werden kann. Ein Riegel *h* greift in Einschnitte an *b* und *g* und wird durch eine angelenkte Zuhaltung *k* gesperrt.

Kl. 47. Nr. 159960. Rollenlager. H. Grade, Köslin. Um das Schränken zu verbinden und die Tragrollen *c* zu führen, werden deren Stirnflächen von abgeschrägten Flanschen *f* der Zwischenrollen *d* überragt, während diese Flanschen, damit die Rollen *c* nicht seitlich anlaufen und sich nicht ecken, von den Ränder *g* der innen abgeschrägten, auf der Welle *b* festen Führungsringe *e* übergriffen werden. Dabei sind die Durchmesser der Teile *b*, *c*, *d*, *f*, *g* und der äußeren Laufbüchse *a* so berechnet, daß überall die gleitende Reibung durch rollende ersetzt wird.

Kl. 47. Nr. 160503. Ringventil. F. Gebauer, Berlin. Um bei Ring-, besonders bei Etagenventilen statt vieler kleiner wenige große und starke Belastungsfedern f, f_1 ... anwenden zu können, wird der Wasserweg w, w_1 nicht wie gebräuchlich von innen nach außen, sondern von außen nach innen geführt, wodurch der innere Raum für die Federn frei wird. Der untere Ventilsitz *s* ruht auf Knaggen *k*, die den Weg w_1 frei lassen. Die Sitze s, s_1 ... sind bei *d* gegeneinander und oben bei *e* gegen das Gehäuse abgedichtet.

Kl. 58. Nr. 160293. Druckwasser-Stellhemmung. A. Lorant, Ofen-Pest. Der auf dem festen Kolben *k* gerade geführte und durch ein biegsames Rohr *r* an einen Hochdruckbehälter angeschlossene Körper *g* soll der Rechts- und Linksverschiebung des als Rohrschieber *s* ausgebildeten »Stellers« *t* genau folgen, ohne daß das Druckwasser einen Enddruck oder Reibung verursachenden Seitendruck auf *s* ausübt. Schiebt man *s* nach rechts, so fließt das Wasser aus dem Zylinder *c* links ins Freie, und *g* wird von der Feder *f* nach rechts geschoben, bis der Ausfluß sich schließt. Schiebt man *s* nach links, so wird der Druck auf die Unterfläche des Stufenkolbenschiebers *lmn* aufgehoben oder vermindert, der auf *mn* lastende Hochdruck bewegt den Kolbenschieber nach unten, und während etwas Druckwasser durch *n*, *o* entweicht, fließt der Hauptstrom durch *e*, *d* nach *c* und treibt *g* nach links, bis der Ausfluß rechts von *s* geschlossen und der Kolbenschieber durch den in *o* sich wieder herstellenden Hochdruck gehoben wird. Der beständig auf *m* lastende Druck kann auch durch eine Feder ausgeübt werden.

Kl. 88. Nr. 160493. Auftrieb-Kraftmaschine. E. Haubrecht, Planegg-Krailling. Auf hohlen, als Kolbenstangen dienenden Speichen *c* sind Kolben *d* befestigt, auf denen nach innen offene Zylinder *e* verschiebbar sind. Sobald eine Oeffnung c_1 des Drehschiebers *b* der Welle *a* an einer Oeffnung *h* des Schieberspiegels vorbeigeht, wird der betreffende Zylinder *e* mit Druckluft gefüllt und herabgedrückt. Beim Vorbeigehen an *g* aber entweicht die Luft ins Freie, so daß der einseitige Auftrieb das Rad dreht.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandsrates am 17. Juni 1905 in Magdeburg.

(Dieser Versammlung ging am 16. Juni eine Versammlung des Vorstandes voraus, deren Ergebnisse in den folgenden Verhandlungen zum Ausdruck kommen.)

Anwesend vom Vorstande:

Hr. v. Linde, Vorsitzender
» Taaks, Vorsitzender-Stellvertreter
» v. Borries, Kurator
» Eulenberg } Beigeordnete;
» Weismüller }

als Abgeordnete der Bezirksvereine:

Bezirksverein	Abgeordneter
Aachen	Hr. Pützer
»	» Treutler
Augsburg	» Haßler
Bayern	» Schröter
Berg	» Breidenbach
»	» Korte
Berlin	» E. Becker jr.
»	» Cramer
»	» Fehlert
»	» Frölich
»	» Hartmann
»	» Hausbrand
»	» Herzberg
»	» Hjarup
»	» Martens
»	» Westphal
Bochum	» Meyenberg
»	» Rump
Braunschweig	» Schöttler
Bremen	» Zetzmann
Breslau	» Dietrich
»	» Sonnabend
Chemnitz	» Freytag
»	» Rohn
Dresden	Hr. Buschkiel
»	» Scheit
Elsaß-Lothringen	» Dogny
»	» Rohr
Emscher	» R. Müller
Franken-Oberpfalz	» Bogatsch
»	» Kullmann
Frankfurt	» Kliewer
»	» Schubbert
Hamburg	» Goebel
»	» Hartmann
Hannover	» Friedrichs
»	» Klein
Hessen	» Günther
Karlsruhe	» Döderlein
»	» Graßmann
Köln	» Deeg
»	» Musmacher
Lausitz	» Wedel
Lenne	» Hase
Mark	» Schmetzer
Magdeburg	» Cario
»	» Dankworth
Mannheim	» Blümcke
»	» Post
Mittelrhein	» Heberle
Mittelthüringen	» G. Schmidt
Niederrhein	» Birsztejn
»	» Kießelbach
»	» G. Schnaß
Oberschlesien	» Boltz
»	» Sattler

Ostpreußen	Hr. Bieske
Pfalz-Saarbrücken	» Ackermann
»	» Laeis
Pommern	» Weyland
Posen	» Benemann
Rheingau	» Baentsch
Ruhr	» Caemmerer
»	» Hölzken
»	» Liebig
Sachsen	» Ranfft
»	» Zechel
Sachsen-Anhalt	» Lehmer
Schleswig-Holstein	» Veith
Siegen	» Münker
Teutoburg	» Trauthan
Thüringen	» P. Meyer
»	» Schreyer
Unterweser	» Rosenberg
Westfalen	» Franzius
»	» Othegraven
Westpreußen	» König
Württemberg	» v. Bach
»	» Cox
»	» Nallinger
»	» Thomann
»	» Widmaier
Zwickau	» Lange

ferner anwesend

Hr. Th. Peters, Vereinsdirektor, und
» D. Meyer, Redakteur der Vereinszeitschrift.

1) Eröffnung durch den Vorsitzenden.

Der Vorsitzende eröffnet die Versammlung und begrüßt die Anwesenden.

Die Liste der Anwesenden wird festgestellt.

2a) Ernennung zweier Schriftführer.

Zu Schriftführern werden die Herren Haßler vom Augsburger B.-V. und Müller vom Emscher B.-V. ernannt.

2b) Wahl von drei Mitgliedern des Vorstandsrates, welche die Verhandlung über die Hauptversammlung zu vollziehen haben.

Es werden gewählt die Herren Pützer, Rohn und Schmetzer.

3) Geschäftsbericht des Direktors.
(s. Z. 1905 S. 671.)

Den Geschäftsbericht ergänzend teilt der Vereinsdirektor mit, daß die vom Preuß. Handelsministerium entworfenen allgemeinen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln, denen die Bezirksvereine und der Gesamtverein eingehende Beratungen gewidmet haben, noch nicht zum Abschluß gelangt sind. An einer Beratung am 12. April d. J., zu der der Minister eingeladen hatte, konnte unserseits nicht teilgenommen werden, weil die an unsern Kurator Hrn. v. Borries gerichtete Einladung bei ihm eintraf, als er sich auf einer längeren Reise befand. Zum Abschluß wird diese Vorlage voraussichtlich durch eine Beratung im Reichsamt des Innern gelangen, an der die deutschen Bundesstaaten durch ihre Vertreter beteiligt sein werden.

Des weiteren berichtet der Vereinsdirektor über den Entwurf eines Gesetzes, betr. die Kosten überwachungsbedürftiger Anlagen, und die eigenartigen Schicksale, die dieser Entwurf erlebt hat, bis er endlich von beiden Häusern des preußischen Landtages angenommen worden ist. Es sei zu erwarten, daß die Ausführungsbestimmungen zu diesem Gesetz, insbesondre die Vorschriften für die Anlegung und Ueberwachung von elektrischen Anlagen, unter Mitwirkung von Sachverständigen der Wissenschaft und Industrie zustande kommen werden.

Drittens gedenkt der Berichterstatter der Tätigkeit des Vereinsbeamten Hrn. Ingenieur Frölich, der den Verein deutscher Ingenieure und die ausstellenden deutschen Maschinenfabriken auf der Weltausstellung in St. Louis vertreten hat, und verweist auf dessen inzwischen erstatteten Bericht (s. Anhang).

Bemerkungen zu dem Geschäftsbericht werden nicht gemacht.

4) Rechnung des Jahres 1904.
(s. Z. 1905 S. 674.)

Hr. Hartmann gibt als Rechnungsprüfer einige Erläuterungen zu dem Bericht; auf Antrag der Rechnungsprüfer wird beschlossen, bei der Hauptversammlung die Entlastung des Vorstandes und des Vereinsdirektors bezüglich der Rechnung des Jahres 1904 zu beantragen.

Hr. Hartmann bringt ferner im Auftrage des Hrn. Bolze, der mit ihm die Rechnung geprüft hat, zur Sprache, daß es notwendig sei, die Rechnungsprüfer zu der Sitzung des Vorstandsrates einzuladen.

Der Vorsitzende ist der Meinung, daß es geboten sei, die Rechnungsprüfer zur Sitzung des Vorstandsrates einzuladen, falls sie den Wunsch haben, dem Vorstandsrat mündliche Mitteilung über die Rechnung zu machen.

Hr. Veith empfiehlt, die Rechnungsprüfer jedesmal einzuladen, weil sie ja nicht wissen können, was in der Verhandlung über die Rechnung etwa zutage tritt und ihre Mitwirkung erforderlich macht.

Der Vorsitzende erklärt namens des Vorstandes, daß auch gegen diese Handhabung der Sache nichts einzuwenden sei.

5) Wahl des Vorsitzenden für die Jahre 1906 und 1907 und Wahl von zwei Mitgliedern des Vorstandes für die Jahre 1906 und 1907.

Auf Antrag des Vorstandes wird beschlossen, der Hauptversammlung folgende Wahlen zu empfehlen:

zum Vorsitzenden Hrn. Geh. Regierungsrat Professor Dr. Slaby-Berlin,

zu Beigeordneten im Vorstande die Herren Hartmann, I. Dampfkesselrevisor in Hamburg, und Ugé, Direktor des Eisenwerkes Kaiserslautern in Kaiserslautern.

6) Wahl zweier Rechnungsprüfer und ihrer Stellvertreter für die Rechnung des Jahres 1905.

Die Versammlung empfiehlt, da Hr. Hartmann infolge seiner Wahl zum Beigeordneten im Vorstande als Rechnungsprüfer nicht wieder wählbar ist und Hr. Bolze-Mannheim eine Wiederwahl abgelehnt hat, die bisherigen beiden Stellvertreter die Herren

Maschinenfabrikant Rein-Bielefeld und
Bergwerksdirektor a. D. Reuß-Halle a/S.

zu Rechnungsprüfern zu wählen, und als deren Stellvertreter die Herren

Direktor Blümcke-Mannheim und
Fabrikbesitzer Haßler-Augsburg.

7) Hilfskasse für deutsche Ingenieure.

Zu dem gedruckt vorliegenden Bericht des Kuratoriums (s. Z. 1905 S. 835) wird von Hrn. Direktor Treutler die Bemerkung gemacht, daß es im Aachener Bezirksverein aufgefallen sei, daß die Hilfskasse von einigen Bezirksvereinen in so hohem Grade in Anspruch genommen wird. Es sei deshalb der Wunsch ausgesprochen worden, Aufklärung darüber zu erhalten, in welcher Weise das Kuratorium bei Verteilung der Unterstützungen mitwirkt.

Hr. Fehlert, Mitglied des Kuratoriums, gibt die Erklärung ab, daß genau nach § 5 des Statuts der Hilfskasse verfahren werde; über diejenigen Beiträge, die gemäß § 5 Nr. 1 den Bezirksvereinen zur Verfügung gestellt sind, also über ihre eigenen Jahresbeiträge, haben die Bezirksvereine nach eigenem Ermessen zu verfügen; was darüber hinausgeht, bedarf der Mitwirkung und Genehmigung des Kuratoriums. Daß die großen Städte, insbesondre Berlin, verhältnismäßig viel Unterstützungsfälle aufweisen, sei leicht erklärlich, da erfahrungsgemäß Hülfsbedürftige und insbesondre hülfsbedürftige Hinter-

bliebene sich gern nach den großen Städten wenden, weil sie glauben, dort weniger in ihrer Notlage aufzufallen und anderseits leichter irgend einen Erwerb zu finden.

Hr. Friederichs und Hr. Schubbert geben einige Mitteilungen über die vom Hannoverschen B.-V. und vom Frankfurter B.-V. gewährten Unterstützungen.

Hr. Cox wiederholt seine Bemerkung vom vorigen Jahre, daß es geboten erscheine, mit der Gewährung von Unterstützungen an Nichtmitglieder etwas zurückhaltender zu sein.

Zu den vom Berliner B.-V. gewährten Unterstützungen bemerkt Hr. Fehlert, daß dieser Bezirksverein wegen der großen Zahl an ihn gelangender Gesuche auf sein Recht, bis zur Höhe seines eigenen Beitrages Unterstützungen nach eigenem Ermessen zu gewähren, überhaupt verzichtet und beschlossen habe, sämtliche Unterstützungen nur unter Mitwirkung und Zustimmung des Kuratoriums zu gewähren.

Auf Wunsch des Hrn. Rohr gibt Hr. Deeg einige Auskunft über die vom Kölner B.-V. gewährten Unterstützungen.

Hr. Herzberg ist der Meinung, daß man denjenigen Bezirksvereinen, die an würdige Mitglieder und würdige andre Fachgenossen sowie an deren Hinterbliebene recht reichlich Unterstützungen gewährt haben, nicht Tadel sondern Anerkennung aussprechen sollte; denn die Hilfskasse sei nicht schwach in Mitteln, und wenn, wie er hoffe, im Laufe der Zeit eine größere Zahl von Mitgliedern als bisher unterstützt würde, würden auch die Mittel beschafft werden, um sie unterstützen zu können. (Lebhafter Beifall.)

Da Hr. Treutler glaubt, den Ausführungen des Hrn. Fehlert die gewünschte Aufklärung noch nicht entnehmen zu können, legt Hr. Fehlert nochmals ausführlich dar, in welcher Weise bei Bewilligung von Unterstützungen seitens des Kuratoriums verfahren wird. Es geht daraus hervor, daß das Kuratorium in den letzten Jahren den Bezirksvereinen außer ihren eigenen Jahresbeiträgen zur Hilfskasse keine weiteren Beträge zur Verfügung gestellt hat. Es ist also stets, sobald die Verfügungen des Bezirksvereines dessen eigenen Beitrag erschöpft und überschritten haben, für weitere Bewilligungen infolge von Anträgen des betreffenden Bezirksvereines die Entscheidung des Kuratoriums herbeigeführt worden. Wie bisher ist das Kuratorium in der Lage gewesen, mit den Ausgaben unter den Einnahmen zu bleiben, sogar noch einen kleinen Ueberschuß zu behalten, und dabei ist es außerordentlich selten vorgekommen, daß ein Antrag hat abgelehnt werden müssen.

Auf Antrag des Vorstandes beschließt die Versammlung die Wiederwahl des bisherigen Kuratoriums, bestehend aus den Herren E. Becker, C. Fehlert und Max Krause, alle drei in Berlin.

8) Pensionskasse der Beamten des Vereines.
(s. Z. 1905 S. 835.)

Auf die Anfrage des Hrn. Weyland, ob bereits ein Beharrungszustand bei der Pensionskasse eingetreten sei, entgegnet der Vorsitzende, daß eine Pension überhaupt noch nicht zu zahlen gewesen sei.

9) Verleihung der Grashof-Denkmünze.

Es wird einstimmig beschlossen, für die Verleihung der Grashof-Denkmünze Hrn. Geh. Hofrat Dr.-Ing. Max Eyth, Ingenieur in Ulm, in Vorschlag zu bringen, nachdem der Vorsitzende der hohen Verdienste dieses Mannes gedacht hat.

10) Berichte des Vorstandes über im Gang befindliche Vereinsarbeiten.

a) Technolexikon.

Hr. Weyland wünscht, daß um der in Angriff genommenen Rechtschreibung der Fremdwörter wegen die Arbeiten am Technolexikon nicht hinausgeschoben werden möchten.

Hr. v. Borries berichtet, daß die Arbeiten im besten Gange seien, so daß in Aussicht genommen werden könne, im Laufe des nächsten Jahres mit dem Druck zu beginnen. In welcher Weise die Fremdwörter geschrieben werden sollen, müsse durchaus vorher festgestellt werden, weil es sonst nicht möglich sein würde, die abeceliche Ordnung der Wörter festzustellen; diese Rechtschreibungsfrage werde aber schon im Laufe des kommenden Herbstes zum Abschluß gelangen.

Hr. Weyland ist der Meinung, daß die Fremdwörter in ihrer verschiedenen Schreibung und dementsprechend an verschiedenen Stellen im Lexikon zu finden sein müßten.

Hr. Peters legt das vom Leiter des Technolexikons, Hrn. Dr. Jansen, bearbeitete Verzeichnis der Fremdwörter vor. Er ist der Meinung, daß die Verschiedenheit in der Schreibweise nicht so groß sei, wie vom Vorredner befürchtet; in der Hauptsache seien es vorläufig nur noch die Vertreter der Chemie, die an der bisherigen Schreibweise mit c statt k und z festhalten, während die Vertreter der übrigen Wissenschaften, die für das Technolexikon in Betracht kommen, schon mehr und mehr sich bereit erklärt haben, auf die neuere Schreibweise mit k und z einzugehen.

Die Versammlung nimmt mit Befriedigung davon Kenntnis, daß voraussichtlich im Laufe des nächsten Jahres das Manuskript zum Abschluß kommen wird, so daß mit dem Druck begonnen werden kann.

b) Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungskraftmaschinen.

Der Entwurf hierfür, von einem durch den Vorstand eingesetzten Ausschuß bearbeitet, ist den Bezirksvereinen zur Beratung überwiesen worden. Die von den Bezirksvereinen eingegangenen Aeußerungen sind aber noch nicht zahlreich genug, um gegenwärtig die Arbeit zum Abschluß zu bringen.

Hrn. Ackermann wird auf seine Anfrage mitgeteilt, daß von den Vorlagen des Gesamtvereines den Bezirksvereinen soviel Abdrücke, wie sie zu erhalten wünschen, zur Verfügung stehen.

c) Mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und andern Ingenieurarbeiten.

Die Sachlage ist dieselbe wie im vorausgehenden Falle. Auch diese Vorlage wird als noch nicht spruchreif von der Tagesordnung abgesetzt.

d) Geschichte der Dampfmaschine.

Aus den schriftlichen Mitteilungen des Hrn. Matschoß geht hervor, daß er sein Werk bis zum Beginn des nächsten Jahres zu vollenden hofft, wenn ihm die erbetene Verlängerung seines Urlaubes von seiner vorgesetzten Behörde gewährt wird. (Das ist inzwischen geschehen.) Der Vorstandsrat erklärt sich damit einverstanden, daß Hr. Matschoß auch für die weitere Dauer seines Urlaubes vom Amte die bisher vom Verein deutscher Ingenieure gewährte Vergütung weiter erhält.

e) Hochschul- und Unterrichtsfragen.

Hr. v. Borries: M. H., Sie werden sich erinnern, daß im vorigen Jahre aus Anlaß der Gründung einer zweiten Technischen Hochschule in Bayern die Frage vielfach erörtert wurde, ob es zweckmäßig sei, technische Fakultäten an Universitäten anzugliedern. Diese Frage hat besonders unsern Fränkisch-Oberpfälzischen B.-V. beschäftigt, weil Nürnberg der Ort war, der für die zweite Technische Hochschule in Bayern in Frage kam. Sie werden sich erinnern, daß Hr. Prof. Kammerer darüber in Nürnberg einen Vortrag gehalten hat, und daß dann der Fränkisch-Oberpfälzische B.-V. zu einem Beschluß in der Sache gekommen ist.

Die Sache erschien aber dem Gesamtverein doch von so großer Bedeutung, daß es als wünschenswert erachtet wurde, sie in einer größeren Versammlung zu erörtern. Dazu kam, daß sich inzwischen die Berechtigungsverhältnisse der höheren Schulen sehr verändert hatten, so daß es wünschenswert war, auch sie einmal zu besprechen, und daß es schließlich überhaupt Zeit war, wie wir das ja von Zeit zu Zeit immer getan haben, sich einmal wieder mit den Hochschulfragen zu beschäftigen.

Der Vorstand hat daher im vorigen Jahre Mitte September eine Versammlung nach München einberufen, an der eine große Zahl von Lehrern der Universitäten, Technischen Hochschulen und Mittelschulen und Vertreter der industriellen Praxis teilgenommen haben. Einen kurzen Bericht über diese Versammlung haben Sie in der Zeitschrift vom vorigen Jahre auf Seite 1975 gefunden. Außerdem ist von Hrn. Peters in sehr dankenswerter Weise ein eingehender Bericht über diese Versammlung ausgearbeitet worden, der gedruckt und jedem Mitgliede zur Verfügung gestellt worden ist.

Sie wollen sich erinnern, m. H., daß damals erklärt worden ist, daß die Angliederung von Technischen Fakultäten an Universitäten zurzeit nicht zweckmäßig sei, daß ferner unser alter Standpunkt wieder betont worden ist, nach welchem dem naturwissenschaftlichen und mathematischen Unterricht an den Mittelschulen eine größere Bedeutung eingeräumt werden soll als bisher, und zwar, wie jetzt als weitere Begründung hinzugefügt worden ist, weil allgemein die naturwissenschaftlichen und mathematischen Kenntnisse zu einem notwendigen Bestandteil der allgemeinen Bildung geworden sind, wie er für das heutige Leben nicht entbehrt werden kann. Die Aussprüche gehen dann noch etwas weiter und führen das weiter aus.

Inzwischen war an den Vorstand von der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte eine Einladung gekommen, an ihrer Hauptversammlung in Breslau, in deren Tagesordnung dieser Gegenstand aufgenommen worden war, teilzunehmen und unsern Standpunkt dort zu vertreten. Hr. Peters und ich wurden beauftragt, an dieser Versammlung teilzunehmen, und ich darf sagen, daß wir uns mit den Bestrebungen dieser Gesellschaft in vollständiger Uebereinstimmung befunden haben, daß diese Gesellschaft genau die Wege gehen will, die wir nun schon seit vielen Jahren gehen.

In der Breslauer Versammlung wurde eine eigene Kommission mit der Bezeichnung: »für die Verbesserung des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichtes« gebildet, und in diese Kommission sind auch wir gewählt worden. Die Kommission hat sich eifrig an die Arbeit begeben, hat sich in mehrere Unterkommissionen geteilt: für den mathematischen, für den physikalischen und den biologischen Unterricht, und ist namentlich für die beiden ersten Teile schon so weit, daß sie vollständige Lehrpläne dafür aufstellt, wie künftig der mathematische und der naturwissenschaftliche Unterricht gestaltet werden sollen. Nur die Biologen sind noch etwas in der Sache zurück, weil sich hier besondre Schwierigkeiten bieten. Es wird wahrscheinlich soweit kommen, daß auf der diesjährigen Versammlung der Gesellschaft in Meran die Unterrichtspläne für die beiden ersten Fächer vorgelegt werden, und die Gesellschaft beabsichtigt, alsbald in möglichst weitgehender Weise für die Einführung dieser Pläne zu wirken, also auch schon, ehe sie vollständig fertig sind; das wird ja noch ein paar Jahre dauern. Die Absichten, die in Breslau ausgesprochen sind, haben bei dem preußischen Kultusministerium wohlwollende Aufnahme gefunden, derart, daß zurzeit an einzelnen Schulen schon Versuche in gleicher Richtung im Gange sind. Auch später wird es nicht möglich sein, die neuen Lehrpläne mit einemmale allgemein einzuführen, sondern man wird zunächst an einzelnen Schulen, die sich dafür eignen, damit Versuche machen, um zu sehen, wie die Sache geht.

M. H., wir dürfen uns, glaube ich, freuen, daß wir jetzt an der großen Gesellschaft der Naturforscher und Aerzte einen Bundesgenossen für unsere Bestrebungen gefunden haben, auf den man das Wort »bündnisfähig« anwenden darf, einen Bundesgenossen, der sich zwar etwas spät angeschlossen hat, mit dem wir aber jetzt auf demselben Boden stehen.

M. H., es wird sich nun fragen, wie wir selber in der Sache weitergehen wollen. Wir haben den sehr wertvollen Bericht der Münchener Versammlung bis jetzt noch nicht weiter benutzt, weil wir eben abwarten wollten, wie es in dieser andern Gesellschaft weiter gehen würde. Sobald nun Beschlüsse und Lehrpläne vorliegen, wird es Zeit sein, daß auch wir dazu Stellung nehmen, die ja sehr wahrscheinlich so ausfallen wird, daß wir uns damit einverstanden erklären können. Es wird aber erforderlich sein, daß wir dann, wie es in München schon in Aussicht genommen war, einen eigenen Unterrichtsausschuß berufen, der das prüft und feststellt. Zweitens wird dann zu überlegen sein, welche von den Fragen, die in München beraten wurden, die aber nicht Gegenstand der Beratung der Gesellschaft der Naturforscher und Aerzte waren, von uns weiter zu beraten sind.

Das ist das, m. H., was ich Ihnen zu berichten hätte. Im ganzen glaube ich, daß wir mit dem Verlauf der Angelegenheit durchaus zufrieden sein können.

Hr. Peters: M. H., ich möchte zur Ergänzung dessen, was Hr. v. Borries anführte, Ihre Blicke noch etwas zurücklenken. Ich möchte Sie daran erinnern, daß im Jahre 1886 der Verein deutscher Ingenieure an die Spitze seiner ganzen Beratungen über Schulfragen den Satz gestellt hat: Wir deutschen Ingenieure wollen in bezug auf die allgemeine Bildung in derselben Weise beurteilt werden wie alle andern akademisch gebildeten Stände. Aber als wir dann in unsern weiteren Arbeiten den Wunsch aussprachen, daß Naturwissenschaft, Mathematik und Physik stärker betont werden möchten als bisher, hat man uns zunächst und lange Zeit hindurch entgegengehalten: das verlangt ihr ja bloß aus Fachinteresse, bloß um eures Faches willen, nicht vom Standpunkt der allgemeinen Bildung. M. H., es ist hochinteressant, zu beobachten, wie nun die Kreise, die bisher streng an Gymnasialbildung und Universitätsbildung festgehalten haben, zu uns herübertreten und anerkennen, daß unsre Forderung damals doch eine Forderung der allgemeinen Bildung gewesen ist. (Beifall.)

f) Maßstäbe der Indikatorfedern.

Hr. v. Bach: »M. H., Sie werden sich erinnern, daß vom Vorstand ein Ausschuß gebildet worden ist, dem die Aufgabe obliegt, Einheitlichkeit hinsichtlich der Feststellung der Skalen der Indikatorfedern herbeizuführen. Dieser Ausschuß hat gearbeitet; seine Arbeit ist jedoch noch nicht ganz abgeschlossen, und zwar deshalb, weil von verschiedenen Seiten noch Versuche gewünscht worden sind, und es angezeigt war, diesen Wünschen Rechnung zu tragen. Nach Lage der Sache ist anzunehmen, daß der Ausschuß im Oktober, spätestens im November, eine Sitzung wird halten können, und daß er dann in der Lage sein wird, Ihnen vorzulegen, was er getan hat.«

g) Ueberhitzter Wasserdampf.

Der Vorsitzende weist auf die umfangreichen Versuche hin, die mit Hülfe der Geldmittel des Vereines durch die Herren Direktor Eberle und Dr.-Ing. Berner in der Versuchstation des Bayrischen Revisionsvereines vorgenommen worden sind und sich auf einen großen und wichtigen Kreis von Beobachtungsgegenständen bezogen haben.

Es wird beschlossen, über diesen Gegenstand einen Bericht des Hrn. Berner am zweiten Tage der Hauptversammlung in Empfang zu nehmen.

11) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 50000 *M* zu Umbauten und Neueinrichtungen im Vereinshause Charlottenstr. 43.

Der Vereinsdirektor berichtet, daß sich bis jetzt 41 Bezirksvereine zu diesem Antrage geäußert haben. Von diesen nimmt der Württembergische B.-V. eine besondre Stellung ein, indem er wiederholt sein lebhaftes Bedauern ausspricht, daß es nicht zum Bau eines neuen Vereinshauses gekommen ist. Die übrigen Bezirksvereine sind mit dem Umbau des jetzigen Vereinshauses, soweit es sich um die Bedürfnisse der Geschäftsführung und der Redaktion handelt, sämtlich einverstanden; dagegen wird das Bedürfnis nach einer Bibliothek, nach Klub- und Lesezimmern, von 5 Bezirksvereinen verneint. Ein Bezirksverein läßt die Entscheidung über die letztere Frage offen; besondere Vorschläge hierfür machen 4 Bezirksvereine; ein Bezirksverein, der Fränkisch-Oberpfälzische, will erst den Bauplan für den Umbau vorgelegt haben, und der Hamburger B.-V. wünscht, daß über die Benutzung der Räume im Erdgeschoß eine Statistik geführt werde.

Hr. v. Borries hält es für erforderlich, einige Worte zur Klärung der ganzen Sachlage hinzuzufügen. In den Antworten mehrerer Bezirksvereine sei die Rede davon, daß ein Antrag des Vorstandes auf Bau eines neuen Vereinshauses abgelehnt worden sei; diese Darstellung sei durchaus nicht zutreffend. Der Vorstand habe überhaupt keinen Antrag auf Bau eines neuen Vereinshauses gestellt, vielmehr habe er nur diese Frage zur Erörterung gestellt, und zwar habe ihm dazu der Umstand Veranlassung gegeben, daß am 1. April 1905 und am 1. Oktober 1905 mehrere Mietsverträge von großen Beträgen in den Häusern des Vereines abliefen, so daß es für den Vorstand unentbehrlich war, eine Meinung des Vereines darüber zu hören, ob diese Räume weiter vermietet werden sollten oder nicht.

In der folgenden Abstimmung werden die Geldmittel, soweit sie sich auf den Umbau zu Geschäfts- und Redaktionszwecken beziehen, einstimmig bewilligt.

Ueber die einzurichtende Bibliothek spricht sich infolge einer Anfrage des Hrn. Korte der Vereinsdirektor folgendermaßen aus:

»M. H., wir haben uns bisher, da die Zahl unsrer Beamten von Jahr zu Jahr sehr rasch gestiegen und unser Raum in dem jetzigen Geschäftshause immer mehr beengt worden ist, in bezug auf Bücher und Journale auf das äußerste beschränken müssen. Wir können wirklich nicht sagen, daß wir eine der Bedeutung unsrer Redaktion entsprechende Handbibliothek besitzen. Es hat jeder von unsern in der Redaktion tätigen Herren ein kleines Büchergestell, wo er das notwendigste, was man braucht, zur Hand hat. Aber eine wirklich unsrer Redaktion — wir sind unser jetzt 10 Redakteure — entsprechende Handbibliothek haben wir nicht. Wir müssen Journale usw. alles oben auf dem Boden unterbringen, wo es im gegebenen Falle schwer zu finden ist. Ich würde also eine Bibliothek unten im Erdgeschoß für eine sehr richtige und wertvolle Ergänzung dessen erachten, was wir für die Aufgaben unsrer großen Zeitschrift nötig haben. Damit ist aber dann doch sehr erfreulicherweise auch gleichzeitig zu verbinden, daß unsern Mitgliedern eine Bibliothek zur Verfügung steht, die — im Laufe der Zeit wenigstens — alles das enthält, was als neu und wertvoll auf unserm Gebiete erschienen ist und erscheint. Daß wir eine vollständige, also auch in geschichtlichem Sinne vollständige Bibliothek einrichten, davon ist ja gar keine Rede, dazu würde ja allein ein großes Haus gehören. Besondrer Wert ist auf die Zeitschriften zu legen. Wir halten deren etwa 90. Die würden doch auch in diesem Zimmer ausliegen, und es würden die Mitglieder tagtäglich Gelegenheit haben, in unsrer Bibliothek die neuesten Journale studieren zu können. Bei den 25000 ℳ — das möchte ich noch erwähnen —, die für den Umbau des Erdgeschosses notwendig sind, spricht aber gerade die Bibliothek das Hauptwort. Die Einrichtungskosten dafür bilden den größten Teil der 25000 ℳ.«

Hr. Scheit hält es für nötig, daß die finanzielle Seite der Sache erst noch mehr geklärt werde, insbesondre gegenüber den Anträgen des Breslauer und des Mannheimer Bezirksvereines; er schlägt vor, den zweiten Teil der Vorlage erst in Beratung zu ziehen, nachdem die übrigen Punkte des Haushaltplanes erledigt sind.

Hr. Weyland glaubt nicht, daß die Klub- und Bibliothekräume von auswärtigen Mitgliedern viel benutzt werden, so daß eine Ausgabe von 38000 ℳ dafür nicht gerechtfertigt sei. Er empfiehlt vielmehr, die Geldmittel des Vereines zusammenzuhalten, um später ein recht würdiges Vereinshaus bauen zu können. Damit solle aber einer Bibliothek nicht widersprochen sein, soweit sie für die Bedürfnisse der Redaktion erforderlich ist.

Hr. v. Bach trägt kein Bedenken, für die Bedürfnisse der Redaktion, insbesondre für die Bibliothek, größere Geldmittel aufzuwenden; denn die Zeitschrift sei es, die dem Verein die Geldmittel schafft.

Hr. Pützer befürchtet aus der Benutzung der Bibliothek eine große Störung für die Beamten der Redaktion; er ist deshalb dafür, der Redaktion eine ansehnliche Handbibliothek zu beschaffen, wünscht aber nicht, daß sie Anderen zur Benutzung gestellt wird.

Hr. Korte mahnt zur Sparsamkeit, weil das, was jetzt für die Umbauten ausgegeben werde, verloren sein würde, wenn der Verein in einigen Jahren zu einem Neubau schritte. In diesem Sinne erklärt er sich gegen die Einrichtung von Klubräumen, Schreib- und Lesezimmern und möchte die Umbauten auf das notwendigste beschränkt sehen.

Hr. Taaks erinnert daran, wie sehr verschieden in den Bezirksvereinen die Meinungen gewesen seien darüber, ob in einem neuen Vereinshause eine Bibliothek und Sitzungszimmer eingerichtet werden sollten oder nicht. Es sei deshalb sehr zweckmäßig, diese Dinge jetzt in beschränktem Maßstabe einzurichten, um eine Probe machen zu können. Eine dringende Veranlassung, jetzt die gesamten Räume des eigenen Hauses in Benutzung zu nehmen, sei durch die mit der Zunahme der Vereinsgeschäfte und der fortwährenden Ausdehnung der Zeitschrift in wenigen Jahren auf das Doppelte gestiegene Zahl der Beamten gegeben. Gegenüber den Wünschen, daß alles möglichst sparsam gemacht werde, versichert er, daß der Vorstand keinen Luxus treiben wolle, aber ebenso würdig wie bisher müsse das Vereinshaus auch weiter ausgestattet werden. Das jetzige Unternehmen, das Vereinshaus in verstärktem Maße für die Zwecke des Vereines nutzbar zu machen, sei lediglich ein Schritt zu dem weiteren Ziele: dem Bau eines neuen Vereinshauses.

Hr. v. Borries hebt hervor, daß es nötig sei, den jetzt zu schaffenden Zustand auf mindestens 5 Jahre zu bemessen; denn auf diesen Zeitraum habe der Vorstand die neuen Mietsverträge abgeschlossen.

Eine Störung des Geschäftsbetriebes sei durch die im Erdgeschoß einzurichtende Bibliothek und Sitzungszimmer nicht zu fürchten, eben weil es das unterste Geschoß sei, für das natürlich ein besondrer Aufsichtsbeamter angestellt werden müßte.

Hr. Schubbert ist zwar damit einverstanden, daß in dem Erdgeschoß eine Bibliothek für die Redaktion eingerichtet wird, wünscht aber, daß das ohne bauliche Aenderungen geschieht; denn er ist der Meinung, daß die Bibliothek von Anderen nicht viel benutzt werden wird.

Im Gegensatz zu diesen Ausführungen empfiehlt Hr. Liebig aufs wärmste die Einrichtung von Klubzimmern; er ist der Meinung, daß dafür große Aufwendungen nicht erforderlich sein werden.

Hr. Veith ist derselben Meinung, jedoch sollte man nicht von Klubräumen sprechen, sondern von Sitzungs- und Konferenzzimmern, also Räumen, wo man sich mit andern treffen könne, um irgend welche Rücksprache zu nehmen; auch er ist der Meinung, daß hierfür große Geldmittel nicht erforderlich sein werden.

Bei der hierauf folgenden Abstimmung wird auch der zweite Teil der Vorlage gemäß dem Antrage des Vorstandes angenommen; es soll also der Hauptversammlung empfohlen werden, insgesamt 50000 ℳ zu Umbauten und Neueinrichtungen im Vereinshause Charlottenstr. 43 zu bewilligen. Gegen den Antrag sind 12 Stimmen.

12) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 10000 ℳ, um dem Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik die Bildnisse von Alfred Krupp und Werner Siemens zu stiften.

Nachdem bei Begründung des Museums der Prinzregent von Bayern von den 8 Bildnissen, die den Ehrensaal des Museums schmücken sollen (Otto v. Guericke, Leibniz, Gauß, Fraunhofer, Alfred Krupp, Werner Siemens, Hermann Helmholtz und Robert Mayer), 2 (Guericke und Fraunhofer) gestiftet hat, hat der Vorstand auf Antrag des Vereinsdirektors beschlossen, die Stiftung der Bildnisse von Alfred Krupp und Werner Siemens durch den Verein deutscher Ingenieure zu beantragen.

Die vom Vorsitzenden bei der Dringlichkeit der Sache (diese Bildnisse sind bestimmt, bereits in den Ehrensaal des provisorischen Museums aufgenommen zu werden) veranstaltete schriftliche Abstimmung des Vorstandsrates hat das Ergebnis gehabt, daß 79 Mitglieder sich dafür erklärten, zwei Antworten blieben unbestimmt, und 6 Mitglieder haben nicht geantwortet; abgelehnt hat also den Antrag niemand.

Die vom Verein deutscher Ingenieure zu stiftenden Bildnisse sollen als Reliefs in Marmortafeln eingefügt werden; die Entwürfe werden von dem Bildhauer Hildebrand und dem Architekten Gabriel von Seidl gefertigt.

Hr. Weyland hält angesichts des Umstandes, daß der Verein deutscher Ingenieure dem Museum bereits einen jährlichen Beitrag von 5000 ℳ leistet, ein Sondergeschenk in Höhe von 10000 ℳ für zu reichlich.

Hr. Buschkiel regt an, es möchten auch andre Vereine zur Mitwirkung herangezogen werden.

Dagegen macht der Vorsitzende geltend, daß das Museum in München doch eigentlich so recht ein Ingenieur-Museum sei, und daß der Verein deutscher Ingenieure wohl nicht nötig hätte, für eine solche Leistung die Hülfe andrer Vereine zu suchen.

Dem Antrage des Vorstandes wird mit allen gegen eine Stimme zugestimmt.

13) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 1000 ℳ zu einem Denkmal für Ludwig Franzius.

Die Anregung zu dieser Bewilligung ist vom Bremer B.-V. ausgegangen. Der Vorsitzende erinnert daran, daß der Vorstand vor zwei Jahren der Hauptversammlung den Vorschlag machen wollte, die Grashof-Denkmünze an Ludwig Franzius zu verleihen, und daß während der Reise der Vorstandsmitglieder zur Hauptversammlung Franzius starb. Es sei wohl nicht nötig, die Verdienste des Verstorbenen nochmals ausführlich zu besprechen.

Hr. Zetzmann berichtet über den Stand der Angelegenheit in Bremen. Es seien 75000 ℳ für das Franzius-Denkmal erforderlich, und davon seien bis jetzt 55000 ℳ gesammelt. Weitere Beiträge stehen in Aussicht. Der Redner empfiehlt dringend, dem Antrage des Vorstandes zu entsprechen.

Hr. Blümcke unterstützt gleichfalls den Antrag.

Der Antrag des Vorstandes wird einstimmig angenommen.

14) Antrag des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines.

Der Antrag lautet:

Die Hauptversammlung wolle beschließen, daß für die Abhaltung der Hauptversammlungen der aus der Kasse des Hauptvereines dem jeweiligen Festausschuß zu überweisende Zuschuß auf 15000 ℳ festgesetzt wird. Demgemäß wird beantragt, Nr. 31 der Ausführungsbestimmungen des Vereinsstatutes wie folgt abzuändern: »Zu ersteren Ausgaben wird für jede Hauptversammlung aus der Kasse des Hauptvereines ein Betrag von 15000 ℳ bereitgestellt, über welchen der Festausschuß unbedingt verfügen kann.«

Der Vorsitzende teilt mit, daß sich bis jetzt 41 Bezirksvereine geäußert haben; davon haben sich 10 vollständig ablehnend ausgesprochen. Andre Bezirksvereine haben sich zwar auch ablehnend verhalten, wünschen aber, daß weitere Erhebungen stattfinden möchten. Wieder andre Bezirksvereine haben neue Vorschläge gemacht.

Der Vorstand stehe auf dem Standpunkt, daß es durchaus zweckmäßig sei, wenn in Fällen, wo die Einnahmen aus der Hauptversammlung die Ausgaben nicht gedeckt haben oder sonst besondre Umstände vorliegen, von seiten des Hauptvereines auch ein größerer Betrag bewilligt werden kann. Diese Möglichkeit sei aber in Nr. 31 der Geschäftsordnung vollständig gewährt, wo es heißt:

»Zu ersteren Ausgaben bewilligt die vorhergehende Hauptversammlung eine gewisse Summe, über welche der Festausschuß unbedingt verfügen kann; sollte aus unvorhergesehenen Gründen eine Ueberschreitung derselben als nötig oder im Interesse des Vereines wünschenswert erscheinen, so ist die Zustimmung des Vorstandes dazu erforderlich.«

Danach beschließe also zunächst die Hauptversammlung von Fall zu Fall und setze eine Summe fest; dem weitergehenden Bedürfnis sei aber durch den zweiten Satz in vollem Maße Rechnung getragen.

Hr. Post erkennt an, daß die Möglichkeit zu größerer Bewilligung als bisher in Nr. 31 der Geschäftsordnung gegeben sei; aber der Mannheimer Bezirksverein wolle unter allen Umständen vermeiden, daß der Bezirksverein, der eine Hauptversammlung übernimmt, vorher mit dem Klingelbeutel umherlaufe, um Geldmittel zu sammeln; er hält das des Vereines für nicht würdig. Für die Berechnung der Kosten der Hauptversammlungen den Durchschnitt der letzten 20 Jahre heranzuziehen, wie in den Aeußerungen des Vorstandes zum Antrage der beiden Bezirksvereine geschehen, sei nicht zutreffend; denn mit diesem Durchschnitt würde der Entwicklung, die das Wirtschaftsleben in den letzten 20 Jahren genommen habe, nicht genügend Rechnung getragen. Der Antrag bezwecke auch nicht, die Hauptversammlungskosten teurer zu gestalten, im Gegenteil: es sei der Wunsch des Mannheimer Bezirksvereines, daß sie einfacher werden möchten, und daß insbesondre den jüngeren Mitgliedern durch Tageskarten usw. Gelegenheit gegeben werden möchte, mehr als bisher an den Hauptversammlungen teilzunehmen. Daß die erforderlichen Geldmittel zur Erfüllung des Antrages vorhanden sein würden, sei nicht zu bezweifeln, insbesondre wenn die Hausbaufrage endgültig beseitigt würde; zu dem Zwecke wünsche der Mannheimer B.-V., daß die Grundstücke in der Dorotheenstr. baldmöglichst wieder verkauft würden, und daß die reichen Mittel des Vereines, welche in der Hauptsache aus dem Erträgnis der Anzeigen stammten, zur Repräsentation auf breiter Basis den Bezirksvereinen wenigstens teilweise zur Verfügung gestellt würden; hierdurch würde der Allgemeinheit mehr gedient, als durch einen Prachtbau in Berlin. Bezüglich des Haushaltplanes weist der Redner auf den Widerspruch hin, der darin liege, daß noch vor 2 Jahren Ueberschüsse von 200000 ℳ in Aussicht gestellt worden seien, während der nächstjährige Voranschlag fast mit einem Defizit abschließe.

Zum Schluß schlägt der Redner vor, den Wortlaut des Antrages dahin zu ändern, daß es nicht heißen sollte: »15000 ℳ« sondern »bis zu 15000 ℳ«.

Vorsitzender: »M. H. Ich darf vielleicht, weil mehrere grundsätzliche Fragen angeschnitten worden sind, insbesondre noch das eine vom Vorstandstisch hierzu kurz bemerken; es betrifft das die Frage: Soll in Zukunft »mit dem Klingelbeutel umhergegangen« werden oder nicht? ist es des Vereines unwürdig, daß die Industriellen an dem Ort, an dem der Verein seine Versammlung abhält, um Beiträge gebeten werden? Wir stehen auf dem ganz entgegengesetzten Standpunkt wie der Vorredner. Wir stehen auf dem Standpunkt, daß es wünschenswert ist, ja daß es sogar im Interesse des Vereines liegt, daß die Industriellen an den Orten, an denen wir uns versammeln, Opfer bringen. Erstens werden alle diejenigen Industriellen, die ein volles Verständnis für die Tätigkeit des Vereines haben, sich geradezu verpflichtet fühlen und sich darüber freuen, daß sie die Gelegenheit haben, einen Gegendienst zu leisten für das, was der Verein deutscher Ingenieure durch seine Tätigkeit ihnen leistet. Außerdem aber: nichts verbindet mehr als Opfer, die man für jemand gebracht hat. Wir haben in München die Erfahrung gemacht, im Gegensatz zu solchen, die anderswo gemacht sein mögen, daß gerade der Umstand, daß man die Industriellen für die Hauptversammlung herangeholt hat, ein viel größeres Zusammengehörigkeitsgefühl hervorgerufen hat, und daß das Leben in dem Bezirksverein dadurch wesentlich gesteigert worden ist. Wir möchten dieses Zusammenwirken der Industrie und des Ingenieurvereines bei diesen Gelegenheiten durchaus nicht entbehren, möchten uns also entschieden dagegen aussprechen, daß etwas Unwürdiges darin zu sehen sei, wenn wir die Industriellen angehen. Insofern das an einzelnen Orten nicht zum Ziele führt, wird es immer das richtige sein, daß dann der Verein dafür eintritt, und dann kommt der § 31 der Geschäftsordnung zur Anwendung und gewährt in der vollkommensten Weise, in der unbeschränktesten Weise die Erfüllung.«

Hr. Veith berichtet über seine Erfahrungen bei Veranstaltung der Hauptversammlung in Kiel. Er habe es nicht nötig gehabt, mit dem Klingelbeutel bei den großen industriellen Firmen umherzugehen, sondern es sei ihm von

diesen Firmen bereitwilligst ihre Mitwirkung angeboten worden, so daß es möglich geworden sei, die Hauptversammlung in vornehmster Weise durchführen zu können (Lebhafte Zustimmung) und zwar ohne Geldbeiträge von außen. Freilich, wenn durch irgend welche Umstände der Besuch einer Hauptversammlung weit hinter den Voraussetzungen zurückbliebe, würde es Sache des Hauptvereines sein, einzutreten. Im übrigen aber sei es Sache derjenigen, die die Feste veranstalten, sich so einzurichten, daß sie mit ihren Geldmitteln reichen.

Auch Hr. Weismüller, der Vorsitzender des Festausschusses für die vorjährige Hauptversammlung in Frankfurt a/M. gewesen ist, kann es nicht als unwürdig gelten lassen, wenn der festgebende Bezirksverein sich wegen Beiträge an die Industriellen wendet. Er habe sich dieser Aufgabe unterzogen, ohne auch nur einen Augenblick eine peinliche Empfindung dabei zu haben, und es sei ihm bereitwilligst bei allen denen, wo er angeklopft habe, entgegengekommen worden.

Hr. Blümcke hält daran fest, daß es eines Vereines von der Bedeutung des Vereines deutscher Ingenieure unwürdig sei, Beiträge zu den Hauptversammlungen einzufordern, damit die Hauptversammlung rauschende Feste feiere, unwürdig sei es, weil der Verein wahrlich Mittel genug habe, um seine Feste auf eigene Kosten feiern zu können. Der Mannheimer Bezirksverein sei der letzte, welcher solche Feste anläßlich der Hauptversammlung etwa nicht wünsche, er fühle sich aber dort allemal am wohlsten, wo die Kosten solcher Feste aus eigener Tasche bestritten würden, nicht aber auf Kosten von Industriellen, denen ohnehin größere Unkosten durch die bereitwilligst erlaubte Besichtigung ihrer Werke und andrer damit in Zusammenhang stehender Veranstaltungen nicht erspart würden, und an deren Opferwilligkeit eine ganze Anzahl andrer Vereine, welche finanziell nicht alle so gut gestellt seien, ebenfalls Ansprüche erhöben.

Im Gegensatz zu den gedruckten Aeußerungen des Vorstandes könne er auch den Ausdruck einer vornehmen Gesinnung darin nicht erkennen, daß einzelne Industrielle ihre Zugehörigkeit zum Verein lediglich durch Beiträge zu den Festen der Hauptversammlung bekundeten — sofern solche Beiträge für die wissenschaftlichen Zwecke und Aufgaben erfolgten, ließe sich allerdings eine vornehme Gesinnung feststellen — unter allen Umständen bliebe das Odium am Verein hängen, auf andrer Leute Kosten rauschende Feste zu feiern.

Er wolle jedoch keineswegs etwa im Interesse des Mannheimer Bezirksvereines den Antrag verteidigen; es sei wohl bekannt, daß seit vielen Jahren Mannheim in Sachen der Finanzen an dritter Stelle im Kranze der deutschen Städte seinen Platz habe, und was anderswo in Sammlung von Beiträgen für solche Feste möglich gewesen sei, das werde in Mannheim wahrlich nicht schwer fallen.

Gegenüber der gegebenen Darstellung der Aeußerungen der Bezirksvereine zu dem Mannheimer Antrag ist er der Meinung, daß tatsächlich nur 10 Vereine sich direkt ablehnend verhalten hätten, daß im übrigen aber mehr Zustimmungen zu dem Antrag in den Aeußerungen enthalten seien; von anderen Bezirksvereinen seien zu dem Antrag ähnliche, auf Erhöhung der Beiträge zu den Hauptversammlungen hinzielende Vorschläge gemacht worden. Alle diese Aeußerungen ließen erkennen, daß das Bedürfnis einer Erhöhung vorliege.

Ganz besondern Wert legt der Redner darauf, daß es durch den größeren Zuschuß des Hauptvereines ermöglicht werde, die Beteiligung an den Hauptversammlungen für die jüngeren Mitglieder billiger zu gestalten, und man werde die Probe auf dies Exempel schon bei der jetzigen Hauptversammlung machen können in Ansehung der Zahl der von den jüngeren Mitgliedern des festgebenden Vereines wirklich mitfeiernden, d. h. derjenigen, denen ihre Mittel solche Feier für sich und ihre nächsten Angehörigen gestatteten. Sie in erster Linie hätten wahrlich ein Anrecht, für ihre aufopfernde Mühe nicht von den festlichen Veranstaltungen durch zu hohe Ansprüche an ihren Geldbeutel ausgeschlossen zu werden. Hier wolle der Mannheimer Antrag Wandel schaffen helfen, und das Mittel dazu sei größerer Zuschuß vom Hauptverein.

Hr. Dietrich hält es für nötig, daß der festgebende Bezirksverein von vornherein genau wisse, mit welchem Beitrag er rechnen könne. Er erinnert sich, daß es auch im Jahre 1888 in Breslau nicht leicht gewesen sei, die nötigen Geldmittel für die Hauptversammlung zusammen zu bekommen; durch Annahme des jetzt vorliegenden Antrages würde es auch kleineren Bezirksvereinen ermöglicht werden, eine Hauptversammlung auszurüsten.

Hr. Lehmer warnt davor, die Hauptversammlungen gar zu reichlich auszustatten, wenn auch ein gewisses Maß von Aufwand erforderlich sei, um die Teilnehmer zu befriedigen. Er ist der Meinung, daß, wenn besondre Bedürfnisse vorliegen, diesen Bedürfnissen entsprochen werden muß, z. B. bei der nächstjährigen Hauptversammlung in Berlin; aber unmöglich sei es, alle Hauptversammlungen mit dem gleichen Maß zu messen.

Hr. Kullmann betont, daß, wie aus den Aeußerungen der Bezirksvereine hervorgehe, die überwiegende Mehrzahl 3000 *M* für zu wenig halte. Es handle sich hier um einen Haushaltsposten und dieser müsse entsprechend den erworbenen Erfahrungen eingesetzt werden, nicht aber mit einem Betrag, von dem man von vornherein wisse, daß er unzulänglich sei. Er findet es nicht richtig, daß die Ergänzung des Betrages auf die bisher notwendige Höhe aus andern Posten des Voranschlages gedeckt werde, und empfiehlt, weil 15000 *M* doch nicht angenommen werden würden, die Bewilligung von etwa 5 bis 6000 *M*.

Auch Hr. Taaks bestätigt, daß er, als die Hauptversammlung in Hannover vorbereitet wurde, keinerlei Schwierigkeiten in bezug auf die Geldbeschaffung begegnet sei; von vornherein haben die Industriellen ihm ihre Mitwirkung, auch in materieller Beziehung, angeboten.

Was dann die Höhe des von der Hauptversammlung zu bewilligenden Betrages betreffe, so müsse das von Fall zu Fall unter Mitwirkung des festgebenden Bezirksvereines erledigt werden; der jetzt übliche Betrag von 3000 *M* sei in Zukunft keineswegs für den Verein verbindlich.

Nach Annahme eines Schlußantrages, und nachdem darüber verhandelt worden ist, ob es sich um eine Aenderung des Statuts oder um eine Aenderung der Geschäftsordnung handle, ohne daß diese Frage zum Austrag gelangt, wird der Antrag mit großer Mehrheit abgelehnt.

(Es tritt eine Pause von einer Stunde ein)

(Schluß folgt)

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

# ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 34. Sonnabend, den 26. August 1905. Band 49.

Inhalt:

(hierzu Tafel 11)

Die Anlagen der Hamburgischen Elektrizitätswerke.

Von Direktor **Max Rupprecht**, Hamburg.

(hierzu Tafel 11)

Einleitung und Geschichtliches.

Im Jahre 1895 habe ich in dieser Zeitschrift[1]) die Elektrizitätswerke der Freien und Hansestadt Hamburg beschrieben. Die damalige Anlage umfaßte das Werk in der Poststraße, ferner das im Bau begriffene Werk an der Zollvereinsniederlage sowie 2 Unterstationen: St. Pauli und St. Georg, deren Batterien unter Zuhülfenahme von Zusatzdynamos, die im Hauptwerk aufgestellt waren, unmittelbar mit den Lichtmaschinen geladen wurden.

In jener Beschreibung hatte ich auch davon gesprochen, daß 2 weitere Unterstationen in den Stadtteilen Uhlenhorst und Harvestehude in nächster Zeit erbaut werden sollten, und daß eine weitere Anzahl Unterstationen: a) Winterhude, b) Eimsbüttel, c) Barmbeck und d) Eilbeck, geplant seien, die der allmählichen Zunahme des Strombedarfes entsprechend nach und nach zu errichten sein würden; sämtliche Unterstationen sollten von dem Werk an der Zollvereinsniederlage mit Strom versorgt werden.

Dieses Kraftwerk sollte also im vollen Ausbau außer dem eigenen Gebiet auch alle Unterstationen speisen und an Straßenbahnstrom mittels 11 Speiseleitungen bis zu 4500 Amp bei 600 V abzugeben imstande sein; es wäre für eine Leistung von 5600 KW auszubauen.

Man glaubte damals, mit diesem Plan allen Erwartungen bezüglich späteren Strombedarfes sowohl für Licht als auch für Straßenbahnen gerecht geworden zu sein.

Fig. 1 zeigt die Lage der Kraftwerke und Unterstationen im Stadtgebiet.

Das Werk Zollvereinsniederlage wurde zu Anfang des Jahres 1896 dem Betrieb übergeben; es diente zur Erzeugung von Straßenbahnstrom sowie zur Speisung des eigenen Lichtnetzes. An der Stelle der späteren Unterstation Harvestehude befand sich ein Hauptspeisekasten, der mit Hülfe von Zusatzmaschinen unmittelbar mit Strom versorgt wurde. (Die Unterstation St. Pauli wurde damals noch vom Altonaer Elektrizitätswerk gespeist.) Die Unterstation Uhlenhorst, die inzwischen erbaut worden war, wurde unter Zuhülfenahme der Zusatzdynamos mit Ladestrom versorgt. Schon im Laufe desselben Jahres wurde der fünfte Maschinensatz aufgestellt, während 1897 und 1898 die beiden letzten Maschinen folgten. 1897 hatte das Kraftwerk an der Zollvereinsniederlage die sehr umfangreiche Stromversorgung der Hamburger Gartenbau-Ausstellung übernommen.

Der Strombedarf nahm in ungeahnter Weise derart zu, daß die beiden Werke Poststraße und Zollvereinsniederlage schon bald an der Grenze der Leistungsfähigkeit angelangt sein würden, wenn nicht eine durchgreifende Aenderung des früheren Planes vorgenommen worden wäre.

Die Aktiengesellschaft Hamburgische Elektrizitätswerke, die von der Elektrizitäts-A.-G. vormals Schuckert & Co. in Nürnberg zwecks Ausübung der vertraglichen Verpflichtungen gegenüber der Hamburger Finanzdeputation im Jahre 1893 ins Leben gerufen war, beschloß daher, nachdem im Sommer 1897 ein Umbau des Krafthauses Poststraße nötig geworden war, dieses Werk gänzlich von der Stromlieferung für Straßenbahnen zu entlasten und allein zur Deckung des immer mehr zunehmenden Lichtverbrauches in der inneren Stadt heranzuziehen.

Ferner sollte ein drittes Werk im Nordosten der Stadt errichtet werden, das Gleichstrom von 600 V Spannung zu erzeugen und das Werk Zollvereinsniederlage in der Lieferung von Bahnstrom zu unterstützen hätte sowie auch die in der Nähe gelegenen Unterstationen übernehmen sollte.

So entstand in den Jahren 1898 und 1899 das Werk Barmbeck.

Doch schon während seines Baues wurde die Errichtung eines vierten Werkes im Südosten der Stadt beschlossen, das 1900 an der Bille erbaut und 1901 dem Betrieb übergeben wurde. Auch dieses Werk wurde vorerst für Gleichstrom angelegt. Inzwischen waren noch einige Unterstationen errichtet worden, und zwar die schon erwähnten Stationen Uhlenhorst und Harvestehude, während die Station St. Georg erweitert worden war.

Die Zunahme des Strombedarfes in der inneren Stadt war indes so groß (es war inzwischen auch eine umfangreiche Straßenbeleuchtung durch Bogenlampen hinzugekommen), daß an eine Entlastung des Kraftwerkes Poststraße, das während der Zeit des größten Lichtbedarfes den Betrieb kaum nochbewältigen konnte, gedacht werden mußte. Die innere Stadt wurde daher in drei Gebiete geteilt: ein mittleres, das weiter von der Poststraße bedient werden sollte,

[1]) Z. 1895 S. 1509 u. f.

ein westliches und ein östliches. In den Mittelpunkten der beiden Außengebiete wurden große Unterstationen errichtet, die von dem Kraft werk an der Bille hochgespannten Drehstrom (5000 V) erhielten, den sie durch rotierende Umformer in Gleichstrom von 2 × 110 V umwandelten. So entstand im Jahre 1901 die Unterstation Pferdemarkt und 1903 diejenige am Großneumarkt.

Das Kraftwerk an der Bille wurde dementsprechend in den Jahren 1901 bis 1903 durch Errichtung einer Drehstromerzeugungsanlage erweitert.

Im Sommer 1904 wurde die Unterstation Eilbeck dem Betrieb übergeben, während die Unterstationen Uhlenhorst und Harvestehude sowie das Kraftwerk Barmbeck in den Jahren 1903 und 1904 durch Aufstellung von Motorgeneratoren zum Zweck der teilweisen Transformierung erweitert wurden. Für die nächste Zeit sind abermals Erweiterungen der beiden letztgenannten Krafthäuser sowie Umbauten weiterer Unterstationen ins Auge gefaßt.

Hand in Hand mit der Vermehrung der Stromerzeugungsstätten ging natürlich die Erweiterung des Kabelnetzes; eine Veröffentlichung und Beschreibung dieses Teiles der Werke behalte ich mir für eine spätere Zeit vor.

Nach dieser geschichtlichen Einleitung mögen noch einige

allgemeine Bemerkungen

über die angewandten Systeme Platz finden, ehe die einzelnen Werke beschrieben werden.

Das gesamte Lichtverteilnetz ist nach dem Dreileitersystem mit 2 × 110 V Spannung ausgebildet; der Mittelleiter ist, mit Ausnahme des Netzes in St. Pauli, isoliert. Die dem reinen Lichtbetrieb dienenden Dynamos sind für die Außenleiterspannung, 220 V, gebaut; zum Laden der Akkumulatorenbatterien läßt sich die Spannung der Dynamos entweder erhöhen, oder es kommen elektrisch angetriebene Zusatzmaschinen in Anwendung. Die Netzregelung geschieht also lediglich durch die Doppelzellenschalter.

Auf dieselbe Weise werden auch die noch nicht zu stark belasteten Unterstationen mit Strom versorgt. Zum Ausgleich des Spannungsverlustes in der Fernleitung wird dann meist eine Zusatzmaschine benutzt.

Stärker belastete Unterstationen sollen jedoch mit Strom von 600 V Spannung vom Kraftwerk aus betrieben werden; diese Spannung wird in der Unterstation mittels der soge-

Fig. 1.

Kraftwerke und Unterstationen im Stadtgebiet Hamburg.

nannten teilweisen Transformierung auf die Netzspannung herabgemindert.

Diese Einrichtung hat unter anderm für das Kraftwerk den Vorteil, daß man nur Maschinen für 600 V Spannung hat, die auf Straßenbahn oder Fernleitungen geschaltet werden können; man braucht daher nur eine Reserve. Im Kraftwerk selbst wird der Strom für das eigene Netz von 600 V Spannung ebenfalls mittels der teilweisen Transformierung auf die Netzspannung von 2×110 V herabgemindert.

Ueber die teilweise (partielle) Transformierung habe ich schon 1895 kurz berichtet. Da dieses System, das meines Wissens bei den Hamburgischen Elektrizitätswerken zum erstenmal in großem Umfange Verwendung gefunden hat, in weiteren Kreisen noch wenig bekannt sein dürfte, so sei es in den Grundzügen nochmals erläutert.

Zur Umwandlung von Gleichstrom von einer gewissen Spannung in solchen von einer andern Spannung benutzt man gewöhnlich einen Motorgenerator, also 2 miteinander gekuppelte Maschinen, von denen die eine, der Motor, für die volle Primärspannung gebaut ist, während die zweite, die Dynamo, die gewünschte sekundäre Spannung liefert; s. Fig. 2.

Für unsern Fall müßte also der Motor für 600 V gebaut sein, während die Dynamo die Außenspannung des Lichtnetzes liefern würde, also 220 bis 250 V. Die Dynamo wäre auch mit rd. 350 V zum Aufladen der ganzen Batterie zu betreiben. Beide Maschinen müssen für die volle Energie bemessen sein, die im Sekundärkreis verlangt wird; s. Fig. 3.

Wenn wir an Stelle des in Fig. 2 dargestellten Falles die teilweise Transformierung anwenden, so stellen wir eine Dynamo auf, die nur etwa für die Hälfte der verlangten, der dann mittels der lösbaren Kupplung abgetrennt wird, geschaltet werden kann.

Die Vorteile der teilweisen Transformierung gegenüber der ganzen Transformierung bestehen hauptsächlich in den geringeren Anschaffungskosten und der günstigeren Raumausnutzung; dann darin, daß die Gesamtverluste kleiner sind, also der Gesamtwirkungsgrad höher ist; und endlich in der Vielseitigkeit der Betriebsmöglichkeiten, da man infolge der entsprechend eingerichteten Schaltanlage jede Batteriehälfte beliebig stärker oder schwächer laden und eine ungleiche Stromentnahme leicht ausgleichen kann. Die Wartung ist äußerst gering; Schemata der Schaltanlagen folgen bei der Beschreibung der einzelnen Werke.

Der Entwicklungsgang der einzelnen Unterstationen gestaltet sich im allgemeinen folgendermaßen:

Im Mittelpunkt eines Versorgungsgebietes liegt, am Platz der späteren Unterstation, ein Hauptspeisekasten, der vom Kraftwerk durch die späteren Fernleitungen gespeist wird; als Mittelleiter dienen zwei weitere schwächere Kabel, die später zur Verstärkung der Außenleiterquerschnitte verwendet werden sollen.

Von diesem Hauptpunkt gehen die Speiseleitungen nach den Speisepunkten des Gebietes.

Sobald der Verbrauch so steigt, daß der Spannungsabfall in der Hauptspeiseleitung zu groß wird, gleicht man diesen durch Zusatzdynamos aus, die im Kraftwerk aufgestellt sind.

Bei weiterer Belastungszunahme im Netz wird man nun an Stelle des Hauptspeisekastens ein Gebäude errichten und

Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.

ten sekundären Energie, aber für die volle sekundäre Spannung gebaut ist. Damit wird ein Motor gekuppelt, der bei der Differenz der primären und der sekundären Spannung diejenige Umlaufzahl hat, welche die Dynamo verlangt, und mit einer solchen Stromstärke arbeitet, daß er die Dynamo bei voller Belastung betreiben kann. Der Motor wird derart angeschlossen, daß sein Strom mit dem der Dynamo vereinigt das sekundäre Netz speist; s. Fig. 4.

Auf unsern Fall des Dreileiternetzes angewandt, ergibt sich das Schema Fig. 5; es werden beide Dreileiterhälften einfach symmetrisch ausgebildet. Selbstverständlich könnte auch das Schema Fig. 4 für Dreileiteranlagen benutzt werden, in der Weise, daß die Teilung wie in Fig. 3 erst von der Batterie ausginge, die Dynamo also für 250 V gebaut wäre. Demgegenüber bietet aber das Schema Fig. 5 mancherlei Vorteile.

Wie ersichtlich brauchen alle Dynamos und Motoren jetzt nur für rd. ein Viertel der vollen sekundären Leistung gebaut zu werden. Motor und Dynamo jeder Netzhälfte werden dann miteinander verbunden; diese beiden Doppelsätze können durch eine lösbare Kupplung miteinander vereinigt werden, wodurch gleichzeitig ein guter Ausgleich beim Betrieb erzielt wird. Das Ingangsetzen geschieht in der Weise, daß die beiden Motoren in Hintereinanderschaltung mit der Batterie durch die Fernleitung angelassen werden, während die Dynamokreise noch offen sind; wenn die Motorgeneratoren die richtige Umlaufzahl haben, werden die Dynamos einzeln zu den entsprechenden Batteriehälften parallel geschaltet.

Als Reserve dient ein Motorgenerator von gleicher Größe wie die andern, der beliebig an die Stelle eines beschädigdarin eine Akkumulatorenbatterie aufstellen, die durch die ehemaligen Hauptspeisekabel — jetzt Fernleitungen —, nach Umständen mittels Zusatzdynamos, geladen wird.

Entsprechend der weiteren Zunahme der Netzbelastung wird man dann der ersten Batterie eine zweite parallel schalten, falls der Querschnitt der Fernleitungskabel einen wirtschaftlichen Betrieb auf diese Weise noch gewährleistet.

Andernfalls wird man in der Unterstation die teilweise Transformierung einrichten und die Fernleitungskabel im Kraftwerk an die 600 V-Schienen anschließen.

Wenn die Beleuchtungsgebiete so groß geworden sind oder so stark belastet werden, daß eine Uebertragung der Energie als Gleichstrom mit 600 V Spannung zu große Kabelquerschnitte bedingen und damit zu hohe Kosten erfordern würde, dann werden in der Unterstation Drehstrom-Gleichstrom-Motorgeneratoren aufgestellt und die Energie als Drehstrom von 5000 V Spannung übertragen.

Von den bestehenden 7 Unterstationen sind die letzten drei für Drehstromübertragung eingerichtet; 3 Stationen haben nur teilweise Transformierung, während die kleinste: St. Pauli, vorläufig noch unmittelbar vom Kraftwerk Zollvereinsniederlage geladen wird.

Die wichtigeren Unterstationen haben Anschluß an zwei Kraftwerke, so daß, falls die Stromlieferung aus dem einen Kraftwerk aussetzt, der Strom aus dem andern bezogen werden kann.

Das Schema Fig. 6 zeigt den Zusammenhang der einzelnen Stationen durch Fern- oder Verbindungsleitungen.

Fig. 6.

Schema der Verbindungs- und Fernleitungen.

Beschreibung der Werke.

A) Kraftwerke.

I. Kraftwerk Poststraße.

Wie in der Einleitung erwähnt, wurde das Werk im Herbst und Winter 1897 umgebaut, und zwar hauptsächlich der elektrische Teil, während Kessel- und Dampfmaschinenanlage dieselben blieben; ich will mich daher an dieser Stelle lediglich mit einer kurzen Beschreibung des umgeänderten elektrischen Teiles befassen.

Das Werk, das bislang auch Strom für Straßenbahnen abgab, wurde nun ausschließlich für Lichtlieferung herangezogen und deshalb die Straßenbahnmaschinen für 250 bis 350 V Spannung umgebaut. An die Stelle der alten hölzernen Schaltwand trat eine neue aus Eisen und Marmor; der Raum dahinter wurde auf 4 m verbreitert und als feuersicherer Schacht bis über das Dach geführt; dies brachte außer dem Vorteil der guten Oberlichtbeleuchtung noch eine gute Lüftung mit sich.

Die sechs Dynamomaschinen können entweder auf Lade- oder Entladeschlitten oder unmittelbar auf eine Netzschiene geschaltet werden.

Die alten Batterien wurden umgebaut und so ergänzt, daß nunmehr zwei parallel geschaltete Batterien dem Betrieb dienen, von denen jede 170 Zellen mit einer Kapazität von 3147 Amp-st bei einem größten Entladestrom von 1049 Amp bei dreistündiger Entladung besitzt.

Nach dem Umbau wurden die Speisekabel, die bislang noch in U-Eisen verlegt waren, größtenteils nach und nach gegen eisenbandarmierte Bleikabel ausgetauscht.

Die Kabel verlassen den Schaltraum in Höhe des Maschinenhausflures durch 2 große Schlitze, die an den Längsseiten des Gebäudes liegen.

Das Vordergebäude, das früher die Verwaltungsbureaus enthalten hatte, wurde nach dem Umbau für Betriebsräume eingerichtet, während die Hamburgischen Elektrizitätswerke 1897 ihre Bureaus nach dem Gänsemarkt verlegten. Im Herbst dieses Jahres wird das eigene Verwaltungsgebäude am Pferdemarkt bezogen werden.

II. Kraftwerk an der Zollvereinsniederlage (Carolinenstraße).

In der Beschreibung vom Jahre 1895 habe ich bereits ganz kurz der damals im Bau befindlichen Anlage eines zweiten Werkes Erwähnung getan und Zweck sowie geplanten Umfang dieses Werkes geschildert.

Das Werk kam 1896 in Betrieb und wurde bis zum Jahre 1900 vollständig ausgebaut.

Aus Tafel 11 ersieht man die Gesamtanordnung des Werkes. Das an der Carolinenstraße gelegene Vordergebäude enthält Magazine, Lagerkeller, Leuteräume, Kesselspeisepumpen, Wasserreinigung, eine Tiefpumpe und Werkstätten, ferner im 1. und 2. Stockwerk Bureaus, Batterieräume und Beamtenwohnungen. Im Keller ist ein 3 m breiter Gang hergestellt, der sämtliche Kabel aus dem Maschinenhauskeller in den Kabelkeller führt, welcher unter dem Bürgersteig vor dem Kraftwerk ausgespart ist; neben diesem Gang,

Zeitschrift des Vereines

Digitized by Google

etwas höher als der Keller, ist ein kleiner Maschinenraum eingerichtet, der durch Treppen mit dem großen Maschinenhaus verbunden ist und zwei Zusatzmaschinen nebst ihren Schaltanlagen enthält.

An die Rückseite des Vordergebäudes stoßen mit ihren Schmalseiten das Maschinen- und das Kesselhaus.

Das Maschinenhaus ist 55,6 m lang, 17 m breit und 12 m hoch; es erhält sein Licht von der Langseite durch eine Reihe großer Bogenfenster. Ein Laufkran von 20 t Tragfähigkeit, geliefert von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman in Duisburg, bestreicht den Maschinenraum in seiner ganzen Ausdehnung.

Das Kesselhaus ist 40 m lang und 25 m breit; darin eingebaut ist an der Maschinenhausseite ein Raum für die Kondensationsanlage, auf die ich weiter unten zu sprechen komme.

Maschineller Teil.

Die Kesselanlage umfaßt 16 kombinierte Flammrohr-Röhrenkessel von je 250 qm wasserberührter Heizfläche mit $10^1/_2$ at Betriebsdruck, erbaut von K. & Th. Möller in Brackwede.

Das Speisewasser wird durch elektrisch angetriebene Tiefpumpen aus 2 Brunnen gefördert, von denen der erste, wie erwähnt, im Vordergebäude, der andre im Hof bei den Gradierwerken gebohrt worden ist, und in Reisertschen Wasserreinigern behandelt, da es sich wegen seines Gehaltes an Chlormagnesium zur Kesselspeisung ohne weiteres nicht eignet. Das gereinigte Wasser fließt in Sammelbehälter, in denen es durch den Abdampf der Kesselspeisepumpen vorgewärmt wird, und wird von hier in die Kessel gedrückt. An Worthington-Kesselspeisepumpen sind vier vorhanden.

Die Kohlen werden in Eisenbahnwagen angefahren und von Hand in den Kohlenschuppen gebracht, der einen kleinen eisernen Bestand enthält.

Im Kohlenschuppen werden die Kohlen auf kleine Wagen geladen, mit diesen gewogen und durch einen Mann vor die Kessel gefahren, um unmittelbar aus dem Wagen verfeuert zu werden. Asche und Schlacke werden ins Kesselhaus abgezogen, in Schubkarren vor das Kesselhaus auf eine Halde gebracht, dort gelöscht und durch Fuhrwerk abgefahren.

Zu beiden Seiten verlaufen hinter den Kesseln im Keller die Rauchkanäle, von denen jeder in einen Schornstein von 50 m Höhe und 2,75 m oberer lichter Weite mündet. Durch einen Verbindungskanal können die Kessel der einen Seite auch an den Schornstein auf der andern Seite angeschlossen werden.

Alle Hauptabsperrventile sind durch Ketten vom Flur des Kesselhauses aus zu bedienen; alle Rohrleitungen, die Frischdampf führen, sind bestens isoliert und gut entwässert; alle ölfreien Kondensationswässer fließen dem Speisewasserbehälter zu, um zur Kesselspeisung wieder verwandt zu werden. Aus Tafel 11 geht hervor, daß die Dampfleitungen mit den Dampfsammlern nach dem Ringsystem angeordnet sind.

Fig. 7.

Kraftwerk an der Zollvereinsniederlage. Maschinenhaus.

Die Frischdampf- wie auch die Kondensationsleitungen sind im Maschinenhaus im Keller verlegt.

Die Dampfmaschinenanlage umfaßt 7 stehende Dreifach-Expansionsmaschinen für $10^1/_2$ at Eintrittsdruck, die an eine Zentralkondensationsanlage angeschlossen sind; ihre Leistung beträgt 1000 bis 1200 PS. bei 100 Uml./min.

Die ersten fünf von diesen Maschinen sind von der Maschinenfabrik Augsburg gebaut; sie sind mit Drehschiebersteuerung (Klug) ausgerüstet und in allen Teilen sehr kompendiös gehalten. Zwei übereinander befindliche Galerien ermöglichen bequemen Zugang zu allen Teilen.

Die beiden letzten Maschinen sind von F. Schichau in Elbing in der bekannten Ausführung geliefert, ähnlich den kleineren Maschinen im Kraftwerk Poststraße, und zeichnen sich durch einfache Konstruktion und große Uebersichtlichkeit aller Teile aus.

Die Anordnung der sieben Maschinen geht aus Tafel 11 hervor. Die ersten fünf Maschinen sind mit je 2 Dynamomaschinen von 400 KW gekuppelt; auf jeder Seite der Dampfmaschine sitzt auf dem Kuppelflansch der Dampfmaschinen und der Dynamowelle ein Schwungrad. Die beiden letzten Dampfmaschinen sind je mit einer Dynamomaschine von 800 KW gekuppelt; doch hat die Dampfmaschine ebenfalls 2 Schwungräder.

Eine Längsgalerie im Maschinenhaus ermöglicht den bequemen Verkehr von einer Maschinengalerie zur andern und auch von den Maschinen zur Schaltwand.

Jede Dampfmaschine ist unter Zwischenschaltung eines Absperrschiebers an die Zentralkondensationsanlage angeschlossen. Diese besteht aus 2 Weißschen Gegenstromkondensatoren und 3 gleichwertigen Pumpengruppen; zwei dieser Pumpengruppen umfassen je:

1) eine liegende einzylindrige Dampfmaschine mit 80 bis 100 Uml./min und eine in Tandemanordnung damit verbundene Schieberluftpumpe mit Druckausgleich Patent Burckhardt & Weiß;

2) eine ventillose Rotationspumpe von Carl Enke, die das gekühlte Wasser aus dem Gradierwerkbehälter auf die Kondensatoren fördert, und

3) eine gleiche Rotationspumpe, die das warme Wasser aus den Kondensatoren auf die Gradierwerke hebt.

Die dritte Pumpengruppe besteht aus den gleichen Maschinen, nur mit dem Unterschied, daß die Dampfmaschine nebst der Luftpumpe stehend angeordnet ist.

Kraftverbrauch der Kondensation einschließlich der Wasserförderung für das Gradierwerk 3 vH der von der Dampfmaschine erzeugten Arbeit betrug, und zwar bei den Versuchen mit nur einer Dampfmaschine; der Prozentsatz ist bei besserer Ausnutzung der Kondensationsanlage durch Vermehrung der Kraftleistung der Dampfmaschinenanlage noch geringer.

Zu erwähnen ist noch, daß die Tiefpumpenanlagen samt Bohrung der 63 und 84 m tiefen Brunnen von der damaligen Firma Deseniß & Jacobi in Hamburg und die gesamten Rohrleitungen von Birnbaum & Wahrendorf in Hamburg ausgeführt worden sind.

Fig. 7 gibt eine Aufnahme des Maschinenhauses.

Fig. 8.

Schema des Kraftwerkes Zollvereinsniederlage.

Sp	Spannungsmesser	*W*	Widerstand	*NR*	Nebenschlußregulator	*Sp U*	Spannungsmesser-Umschalter
Str	Strommesser	*Sh*	Shunt	*HA*	Hebelausschalter	*N Sp U*	Netzspannungsmesser-Umschalter
Z	Zähler	*L*	Ladung	*HU*	Hebelumschalter	*Ma A*	Magnetausschalter
S	Sicherung	*E*	Entladung	*TU*	Topfumschalter	*S Mi A*	selbsttätiger Minimalausschalter
Sp S	Spannungssicherung	*Anl*	Anlasser	*Str U*	Strommesser-Umschalter	*S Ma A*	selbsttätiger Maximalausschalter

Die Rotationspumpen werden durch Riemen über Vorgelege von den Riemenscheiben-Schwungrädern der Vakuum-Dampfmaschinen aus angetrieben.

Die ursprüngliche Kondensationsanlage ist von der Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik in Sangerhausen erbaut; der stehende Satz, der später als Erweiterung hinzukam, ist von Pokorny & Wittekind in Frankfurt a. M. geliefert.

Zwei der Pumpengruppen genügen, um den Betrieb bei größter Belastung des Kraftwerkes zu führen, so daß der dritte Maschinensatz die Reserve bildet.

Die Kühlanlage (Gradierwerk) besteht aus 6 Ventilationstürmen und zeigt im allgemeinen die bekannte Ausführung der Firma Balcke & Co. in Bochum.

Die Einrichtung der Gegenstromkondensatoren bringt es mit sich, daß die erforderliche Menge Kühlwasser nach Möglichkeit verringert ist. Versuche haben ergeben, daß der

Elektrischer Teil.

Der von den Dynamomaschinen erzeugte Strom wird mittels blanker Rundkupferleitungen durch den Maschinenhauskeller der an der einen Stirnwand des Maschinenhauses gelegenen Schaltwand zugeführt.

Von den zwölf Schuckertschen Dynamos sind die ersten vier (von denen je zwei zu 400 KW an einer Dampfmaschine hängen) für eine Spannung von 250 bis 300 V gebaut und werden zur Ladung der Akkumulatoren und Speisung der eigenen Beleuchtungsgebiete benutzt. Ein Dampfmaschinensatz genügt hierfür, so daß der zweite Satz die Reserve bildet.

Alle übrigen Dynamos sind für 600 V Spannung gebaut und können auf die Bahnschiene oder auf die Fernleitungsschiene für 600 V arbeiten.

Aus dem Schema Fig. 8 geht hervor, daß außer diesen beiden Schienengruppen noch drei weitere Gruppen vorhan-

den sind, und zwar die Ladeschienen, die Entladeschienen und die Fernleitungsschienen für 300 V.

Die ersten vier Dynamos können auf Lade- oder Entladeschienen geschaltet werden.

Die Ladeschienen sind über Zusatzdynamos mit den Fernleitungsschienen für 300 V verbunden, an welche diejenigen Unterstationen angeschlossen werden, die noch keine teilweise Transformierung haben, also durch Zusatzmaschine unmittelbar von den Lichtmaschinen des Kraftwerkes geladen werden. Da jedoch nunmehr die Unterstationen Pferdemarkt, Großneumarkt und Harvestehude schon an die 600 V-Fernleitungsschienen angeschlossen sind und die Unterstation St. Pauli ihres blanken Mittelleiters wegen durch eine Straßenbahndynamo unmittelbar mit 250 bis 350 V geladen wird, so sind die Fernleitungsschienen für 300 V überflüssig geworden.

14 vorhanden. Gleich nach Fertigstellung des Kraftwerkes Barmbeck wurde ein vollständiges System isolierter Bahnrückleitungskabel angelegt und die blanken Drähte, die früher von der Minus-Schiene zu den dem Kraftwerk zunächst liegenden Straßenbahnschienen führten, entfernt.

Jede der 17 Rückleitungen des Kraftwerkes Zollvereinsniederlage enthält einen Prüfdraht, der im Kraftwerk an ein Umschalt-Stöpselbrett geführt ist, und mittels dessen man in der Lage ist, den Spannungsabfall im Rückleitungskabel, ferner das Potential des Schienenanschlusses des Kabels gegen Erde oder Kraftwerk und endlich die Spannungsunterschiede der Schienenanschlüsse untereinander zu messen. Auch die Ströme können in jedem einzelnen Rückleitungskabel gemessen werden. Aus dem Schema Fig. 8 geht ohne weiteres hervor, was für Apparate in den Plus-Bahnspeiseleitungen

Fig. 9.

Kraftwerk an der Zollvereinsniederlage. Hauptschaltwand.

Die ersten 10 Dynamos zu 400 KW haben Fremderregung mit 220 V von der Lichtbatterie, die beiden letzten Dynamos für 800 KW haben Selbsterregung.

Die Lichtbatterie besteht aus zwei parallel geschalteten Batterien von je 140 Zellen der Tudortype mit einer Kapazität von je 2376 Amp-st und einer größten Entladestromstärke von je 792 Amp bei dreistündiger Entladung. Die Gesamtleistung der beiden Batterien beträgt somit bei dreistündiger Entladung 380 KW.

Parallel zu den Bahnsammelschienen liegt eine Pufferbatterie der Tudortype mit 275 Zellen E S 88 von 1628 Amp-st Kapazität bei einer größten Entladestromstärke von 1628 Amp bei einstündiger Entladung. Zum Aufladen dieser Batterie ist eine Zusatzdynamo vorhanden. Eine weitere Zusatzdynamo ist aufgestellt, um ungewöhnlich weit entfernte Straßenbahn-Speisepunkte und solche, die unter Umständen eine außergewöhnlich hohe Belastung haben können, mit zusätzlicher Spannung zu versehen.

An Straßenbahn-Speiseleitungen sind jetzt, nachdem von Barmbeck und Bille einige übernommen worden sind, noch

eingebaut sind.

Wie aus dem Schema Fig. 6 ersichtlich, bilden fünf Kabel eine Verbindung der positiven Bahnsammelschienen der Kraftwerke Zollvereinsniederlage und Barmbeck; vier Kabel bilden für gewöhnlich die Rückleitung dieser Verbindung. Diese letzteren vier Kabel können jedoch auch zur Ladung der Unterstation Uhlenhorst dienen, falls an der Ladeleitung von Barmbeck nach Uhlenhorst etwas vorkommen sollte; zu dem Zweck wären in Uhlenhorst und Zollvereinsniederlage einfache Umschaltungen vorzunehmen.

Die oben erwähnten fünf Plus-Verbindungsleitungen bilden eine gewisse gegenseitige Reserve der beiden Kraftwerke. Ferner dienen die Kabel dazu, um den Früh- und Spätdienst der Straßenbahn in beiden Kraftwerken von der Pufferbatterie in Zollvereinsniederlage besorgen zu lassen, wenn also die Belastung noch oder schon wieder so klein ist, daß der Maschinenbetrieb nicht lohnt.

Um die Verbindung auch unter Strom willkürlich unterbrechen zu können, ist in Barmbeck ein selbsttätiger Starkstromausschalter eingebaut.

Fig. 10 bis 14. Kraftwerk an der Zollvereinsniederlage:

Fig. 10. Aufriß.

Sp Spannungsmesser *Str* Strommesser *Z* Zähler *HA* Hebelausschalter *MU* Millivoltmesser-Umschalter *S* Sicherung *HU* Hebelumschalter

Fig. 11. Grundriß.

Die Schaltwand, die hier aus Holz mit reicher Eichenholzumrahmung besteht, s. Fig. 9, hat einen oberen und einen unteren Teil. Im oberen Teil sind die Geräte für die Batterie und die Dynamos angebracht; der untere Teil nimmt die Apparate für Stromverteilung auf; das sind diejenigen für das eigene Beleuchtungsgebiet, für die Unterstationen und für die Verbindungsleitungen nach Barmbeck.

Die Straßenbahn-Speiseleitungen haben ihre Apparate auf einer besondern Wand, die rechtwinklig zur Hauptschaltwand unter der Bühne angeordnet ist. Eine weitere Wand für die Rückleitungskabel befindet sich im kleinen Neben-Maschinenraum.

Die Speisekabel für das Lichtnetz sind im Keller unter der Hauptschaltwand an eine Verteilschaltwand aus Eisen und Marmor angeschlossen, deren Anordnung aus Fig. 10 bis 14 hervorgeht; jedes Kabel kann mittels eines kürzeren oder längeren Bügels mit der Gruppenschiene I oder II verbunden werden, um so mit niederer oder höherer Spannung bedient zu werden. In jeden Außenleiter sind eine Sicherung und ein Shunt eingeschaltet; mit Hülfe von Umschaltern und

Verteilschaltwand für das Lichtnetz.

Fig. 12. Schnitt A-B.

Fig. 13. Schnitt C-D.

Fig. 14. Schnitt E-F.

Millivoltmessern, die am unteren Teile der Hauptschaltwand angebracht sind, kann die Stromstärke in jedem Außenleiter gemessen werden.

Die Netzspannung wird an einer besondern Wand abgelesen, zu welcher die einzelnen Prüfdrähte aus den Kabeln oder deren Verlängerung führen.

Netzvoltmesser-Umschalter gestatten, die Spannung an jedem einzelnen Speisepunkt sowie auch die mittlere Netzspannung in jeder Gruppe zu messen.

Sowohl die erzeugte, wie auch die abgegebene Energie wird gemessen und registriert, um jederzeit ein Bild über die Wirtschaftlichkeit des Betriebes zu gewähren.

Zum Betrieb der Unterstationen ist noch zu erwähnen, daß von Zollvereinsniederlage aus regelmäßig die Unterstationen Harvestehude und St. Pauli mit Strom versorgt werden. Die Unterstationen Pferdemarkt und Großneumarkt werden in der Regel mit Drehstrom vom Kraftwerk an der Bille bedient. Mittels der teilweisen Transformierung werden diese Unterbatterien von Zollvereinsniederlage aus nur selten geladen.

Im Laufe der Jahre ist selbstverständlich der Betrieb dieses Kraftwerkes häufig geändert worden, bis alle vier Kraftwerke in Betrieb waren und die Unterstationen nach und nach ausgebaut wurden.

(Fortsetzung folgt.)

Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

Von Dr.-Ing. Otto Berner, München.

(Fortsetzung von S. 1243)

Es wäre vielleicht gewagt, jetzt schon aus den Versuchen an der Zweizylindermaschine die angeführten Schlüsse zu ziehen, wenn sie nicht durch die Versuche an der Dreizylindermaschine, Fig. 19, S. 1242, bestätigt würden. Die Maschine ist die gleiche wie bei den Versuchen in Fig. 18, nur daß jetzt alle drei Zylinder gleichzeitig in Betrieb waren. Auch die übrigen Verhältnisse bei den Versuchen waren die nämlichen. Das Ergebnis der Versuche mit drei Zylindern stimmt mit dem Verhalten der Zweizylindermaschine mit großem Zylinderverhältnis vollständig überein. Die für die letztere hervorgehobenen Eigentümlichkeiten zeigen sich sogar hier noch deutlicher. Die Abnahme der Wärmeersparnis mit der Leistung ist wesentlich größer. Die günstigste Leistung sinkt merkbar durch die starke Ueberhitzung des Dampfes. Leider liegen für große und gute Dreizylindermaschinen ähnliche Versuche sonst nicht vor; nur in einem einzigen Fall ist wenigstens noch die Möglichkeit vorhanden, mit ziemlicher Wahrscheinlichkeit auf den Verlauf der Kurven des Wärmeverbrauchs bei starker Ueberhitzung zu schließen, nämlich aus den bekannten Versuchen an den 3000 PS-Maschinen der Berliner Elektrizitätswerke. Die Versuche beziehen sich hierbei allerdings auf verschiedene Maschinen; die Unterschiede in den Hauptabmessungen sind aber so gering, daß ein unmittelbarer Vergleich wohl zulässig erscheint. In Zahlentafel 16 sind 9 Versuche an zwei gleichen Maschinengruppen, und zwar der Berliner Krafthäuser Oberspree und Moabit, zusammengestellt. Die Oberspree-Maschinen sind durchweg in der Nähe der Leistung 2500 PS_i, die Moabiter Maschinen mit einer Ausnahme (Versuch 4) bei der Leistung 2900 PS_i untersucht. Die Versuche 5 bei gesättigtem Dampf haben für beide Maschinengruppen den gleichen Dampf- und Wärmeverbrauch ergeben, dagegen ist die Wärmeersparnis bei den

Zahlentafel 16. Abhängigkeit der Wärmeersparnis von der Leistung bei Dreifach-Expansionsmaschinen, nach Versuchen an 3000 PS-Maschinen der Berliner Elektrizitätswerke.

Bezeichnung der Maschine	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Zylinderverhältnis	Versuch Nr.		1	2	3	4	5
liegende Vierzylindermaschine; Krafthaus Oberspree	823 1253,3 1477 + 1477	1500	1 : 2,37 : 6,53	indizierte Leistung .	PS_i	**2550,95**	**2541 87**	**2541,18**	—	**2548,16**
				Dampftemperatur . .	^0C	314,4	316,1	312,3	—	gesättigt
				Dampfverbrauch für 1 PS_i-st	kg	4,05	4,05	4,06	—	5,17
				Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st	WE	2931 7	2934,8	2935,2	—	3460,8
				Wärmeersparnis . . .	vH	**15,3**	**15,2**	**15,2**	—	—
liegende Vierzylindermaschine; Krafthaus Moabit	820 1200 1475 + 1475	1500	1 : 2,17 : 6,51	indizierte Leistung .	PS_i	**2937,91**	**2945,98**	**2925,61**	**3740,07**	**2882,79**
				Dampftemperatur . .	^0C	319,4	318 8	319,2	318,4	204 3
				Dampfverbrauch für 1 PS_i-st	kg	4,11	4,13	4,11	4,25	5,17
				Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st	WE	2983,9	2997,3	2981,5	3084,2	3462,3
				Wärmeersparnis . .	vH	**13,8**	**13,4**	**13,9**	**10,9**	—

Versuchen mit der größeren Leistung durchweg kleiner. Bei rd. 3700 PS_i (Versuch 4) beträgt die Ersparnis nur rd. $^2/_3$ derjenigen bei 2500 PS_i. Diese Ergebnisse weisen also gleichfalls darauf hin, daß die Verbrauchskurven bei der Dreizylindermaschine oberhalb der günstigsten Leistung ziemlich stark ansteigen müssen.

Wirklich praktischen Wert dürfte von den vorstehenden Ausführungen nur die letztere Feststellung haben, daß nämlich Dreizylindermaschinen oder Zweizylindermaschinen mit großem Zylinderverhältnis bei kleinen Leistungen größeren Nutzen von starker Ueberhitzung des Dampfes haben, und daß man sich zum Teil dieses Nutzens begibt, wenn man derartige Maschinen überlastet. Man darf also die Maschine für ihre Leistung nicht zu knapp bemessen, woraus folgt, daß der Mehraufwand für die größere Expansion bei starker Ueberhitzung nicht in gleichem Maße ausnutzbar ist wie bei gesättigtem Dampf. Dieser Umstand, auf den schon im vorhergehenden Abschnitt hingewiesen worden ist, spricht eher gegen als für die Beibehaltung der Dreizylindermaschine bei starker Ueberhitzung.

Man wird schließlich noch nach dem Grund dieses eigentümlichen Verhaltens der Maschinen mit großem Zylinderverhältnis fragen. Vermutlich liegt es in der Einwirkung dieses Verhältnisses auf die Verteilung der Ueberhitzungswärme auf die einzelnen Zylinder und Behälter. Mit dieser Verteilung ändert sich die Wirkung der Ueberhitzung in den einzelnen Zylindern sowie der Wärmeverlust der Behälter. Je größer die Leistung und das Zylinderverhältnis sind, mit um so höherer Temperatur verläßt der Dampf den Hochdruckzylinder. Es ist deshalb möglich, daß mit der Vergrößerung des Zylinderverhältnisses, namentlich bei großen Leistungen, die Wärmeverluste der Behälter und Zwischenleitungen stark zunehmen. Die größere Abnahme der Ersparnis bei zwei Behältern in Fig. 19 gegenüber einem in Fig. 18 würde diese Vermutung bestätigen. Außerdem kann auch der gleichfalls zunehmende Wärmeverlust von Mittel- und Niederdruckzylin-

Zahlentafel 17. Einfluß der Spannung auf die

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Bezeichnung der Maschine	Zyl.-Dmr. (Kolbenstange)	Hub	Versuch Nr.	Beschaffenheit des Dampfes	Uml./min	mittlere Kolbengeschwindigkeit	Spannung		Sättigungstemperatur des Dampfes		Temperatur des Dampfes		Gesamtwärme von 1 kg Dampf am Kessel bezw. an der Maschine	Ueberhitzungswärme von 1 kg Dampf	
							am Kessel	an der Maschine	am Kessel	an der Maschine	am Ueberhitzer	an der Maschine		im ganzen	in vH der Sättigungswärme
	mm	mm				m/sk	kg/qcm abs.	kg/qcm abs.	°C	°C	°C	°C	WE	WE	vH
Dreizylinder-Frikart-Maschine	470	1400	1	gesättigt	70,55	3,295	**12,43**	—	188,5	—	—	—	664,0	—	—
	700		2	»	70,10	3,274	**8,52**	—	172,1	—	—	—	659,0	—	—
	1000		3	überhitzt	69,47	3,244	**12,39**	—	188,4	—	229,78	—	683,8	19,9	3,0
			4	»	70,05	3,271	**8,52**	—	172,1	—	228,64	—	686,1	27,1	4,1
Dreizylindermaschine von Gebr. Sulzer, Winterthur	$525\left(\frac{150}{150}\right)$	1350	5	gesättigt	64,78	2,915	6,85	**(6,60)**	—	—	—	—	655,8	—	—
	$800\left(\frac{150}{0}\right)$		6	überhitzt	64,62	2,908	6,93	**6,62**	—	161,8	261,8	255,6	700,9	45,0	6,9
	$1200\left(\frac{150}{150}\right)$		7	»	64,57	2,906	4,10	**3,92**	—	142,1	252 2	245,6	699,5	49,7	7,7
Verbundmaschine mit um 90° versetzten Zylindern, Bauart Dingler	270 + 270 (0)	350	8	überhitzt	139,8	1,631	**12,28**	—	187,8	—	358,2	—	745,6	81,8	12,4
	$500\left(\frac{60}{0}\right)$		9	»	139,96	1,631	**8,65**	—	172,5	—	362,4	—	750,4	91,2	13,8
Dreizylindermaschine der Maschinenfabrik Augsburg	$282,0\left(\frac{75}{85}\right)$	1000	10	gesättigt			—	**11,25**	—	184,1	—	—	662,6	—	—
	450,7 (85)		11	überhitzt	70,3	2,34	—	**11,0**	—	183,1	—	260,0	699,3	36,9	5,6
	$701,3\left(\frac{85}{85}\right)$		12	»			—	**7,0**	—	164,0	—	240,0	693,0	36,5	5,6

der sowie die ungleiche Verteilung der Wärmeaustauschverluste auf die Zylinder hierbei eine gewisse Rolle spielen. In der Hauptsache spricht aber der bekannte Umstand mit, daß die Füllung bei gleicher Leistung mit der Ueberhitzung wächst, der Expansionsgrad bei starker Ueberhitzung mit der Leistung also rascher abnimmt als bei Sättigung.

b) Spannung.

Es läßt sich **theoretisch** mit Hülfe des Arbeitsvorganges der verlustlosen Maschine leicht nachweisen, daß der Einfluß der Anfangspannung auf die Wärmeausnutzung um so kleiner wird, je höher man den Dampf überhitzt. Während die Wärmeersparnis durch Erhöhung der Spannung von 10 auf 13 kg/qcm abs. bei gesättigtem Dampf beinahe 9 vH beträgt, sinkt sie bei 350° C auf etwa 2 vH zurück. Man muß aber gerade bei der Spannung mit der Uebertragung der theoretischen Ergebnisse auf die wirkliche Maschine sehr vorsichtig sein, weil bekanntlich die Arbeitsverluste im Zylinder in hohem Maße von der Spannung abhängig sind. Die tatsächliche Nutzbarmachung der hohen Spannungen gelang bei gesättigtem Dampf erst, als man dazu überging, den Dampf in mehreren Zylindern nacheinander expandieren zu lassen. Bei der Einzylindermaschine wachsen die Verluste durch Wärmeaustausch mit der Spannung dermaßen, daß eine höhere Wärmeausnutzung nicht erzielt wird. Man hat ursprünglich immer geglaubt, daß die Hauptschuld an diesen Verlusten dem mit der Spannung wachsenden Temperaturgefälle im Zylinder zuzuschreiben sei, obwohl man schon aus der verhältnismäßig geringen Zunahme dieses Gefälles bei hohen Spannungen hätte vermuten müssen, daß diese Anschauung nicht ganz richtig sein könne. Erst in neuerer Zeit ist es (namentlich Doerfel) gelungen, zu zeigen, daß die Dichte des Dampfes an sich in erster Linie für die Verluste durch Wärmeaustausch maßgebend ist. Man wird deshalb die Frage nach der zweckmäßigen Spannung bei Dampfüberhitzung nur aus dem unmittelbaren Versuch zuverlässig beantworten können. Leider ist der Versuchstoff nach dieser Richtung noch sehr mangelhaft. Die wenigen Versuche in Zahlentafel 17 beziehen sich auf eine Verbund- und drei Dreizylindermaschinen. Nur in einem Fall (Versuch 1 bis 4) sind die Versuche so vollständig, daß die Ersparnis bei gesättigtem und überhitztem Dampf unmittelbar verglichen werden kann. Dabei hat sich die Ersparnis bei Ueberhitzung auf rd. 230° C bei rd. 8,5 kg/qcm abs. Anfangspannung zu 9,3 vH, bei rd. 12,5 kg/qcm zu rd. 6,1 vH ergeben. Wenn man berücksichtigt, daß die Ueberhitzungswärme bei der größeren Spannung nach Spalte 15 wesentlich kleiner ist (um über 26 vH), so ist der gefundene Unterschied gar nicht sehr groß. Man muß nämlich beim Einfluß der Spannung auf die Wärmeersparnis unterscheiden zwischen Versuchen, die bei gleicher Ueberhitzung, und solchen, die bei gleicher Dampftemperatur durchgeführt worden sind. Der Einfluß der Spannung bei **gleichwertiger** Ueberhitzung ist eigentlich nur aus Versuchen der ersteren Art zu erkennen. Praktisch interessiert aber dieser Einfluß wenig, weil man bestrebt ist, bei allen Spannungen auf die zulässige Höchsttemperatur hinaufzugehen. Man muß deshalb in erster Linie den veränderten Einfluß der Spannung auf die Wärmeausnutzung **bei gleicher Dampftemperatur** kennen, um daraus Schlüsse für die Wahl niedrigerer Spannungen ziehen zu können. Genauere Versuche über den Einfluß der Spannung müßten eigentlich bei gleicher Füllung durchgeführt werden. Dies ist nur bei den Versuchen 8 bis 12 annähernd der Fall. Die übrigen Versuche sind bei gleicher Leistung, also stark verschiedener Füllung und Leistungsverteilung, angestellt worden, weshalb der gefundene Unterschied zum Teil auch von diesen Verschiedenheiten herrührt.

In Zahlentafel 17 sind in Spalte 25 die Zahlen der Ersparnis durch Spannungserhöhung bei gleicher Dampftemperatur angegeben. Die größte Ersparnis von 12,4 vH ist bei den Versuchen 6 und 7 für niedrige Spannungen und mäßige Ueberhitzung erzielt worden. Bei den Versuchen 3 und 4 bezw. 11 und 12 betrug die Ersparnis für die Spannungserhöhung von 4 kg/qcm bei mittlerer Spannung und mäßiger Ueberhitzung etwa 7 vH. **Man darf aus diesen Versuchen den Schluß ziehen, daß bis zu Temperaturen von 250° C die Anwendung von 10 bis 12 kg/qcm abs. Spannung unter allen Umständen noch Vorteile**

Wärmeersparnis durch Dampfüberhitzung.

17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
indizierte Leistung				Füllungsgrad	Dampfverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeersparnis durch Dampfüberhitzung bei gleicher Spannung	Wärmeersparnis durch Spannungserhöhung bei gleicher Temperatur	Wärmeersparnis durch Dampfüberhitzung und Spannungserhöhung	Bemerkungen	Versuchsleiter und Quelle
H.-D.-Zyl.	M.-D.-Zyl.	N.-D.-Zyl.	Gesamtleistung								
PSi	PSi	PSi	PSi	vH	kg	WE	vH	vH	vH		
290,23	130,64	286,10	706,97	—	5,884	3907	—	(10,7)	—	Mittel aus 2 Versuchen	Elsässischer Verein von Dampfkesselbesitzern, Bull. Soc. Ind. Mulh. 1894 S. 78
204,50	153 31	326,05	683,86	—	6,368	4375	—	—	—	1 Versuch	
299,58	135,32	258,52	693,42	—	5,367	3669	6,1	7,6	16 1	Mittel aus 2 Versuchen	
232,59	158,05	307,87	693,51	—	5,787	3969	9,3	—	—	1 Versuch, Mäntel bei allen Versuchen geheizt	
134,40	63,47	103,30	301,17	—	6,363	4173	—	—	—	1 Versuch	Elsässischer Verein von Dampfkesselbesitzern, Bull. Soc. Ind. Mulh. 1893 S. 128
151,37	65,95	92,22	311,54	20	5,202	3616	12,7	12,4	—	1 »	
115,66	88,42	107,89	311,97	59	5,949	4161	—	—	—	1 »	
71,00	—	40,73	111,73	—	4,806	3583	—	1,5	—	N.-D.-Zyl.-Mantel nicht geheizt	Gutermuth Z. 1896 S. 1890
46,46	—	26,66	73,12	—	4,844	3635	—	—	—		
—	—	—	200	—	5,68	3731	—	—	—	Mäntel geheizt	Schröter. Z. 1896 S. 249
—	—	—	198	—	4,71	3294	11,8	6,8	—		
—	—	—	159	—	5,1	3534	—	—	—		

bietet; **wo die Anlagekosten nicht sehr in Betracht kommen, kann man sogar noch höher gehen.**

Für höhere Temperaturen fehlen augenblicklich noch zuverlässige Untersuchungen. Die Versuche 8 und 9 in Zahlentafel 17 sind zwar bei Temperaturen über 350° C durchgeführt worden, haben aber für 4 kg/qcm Spannungsunterschied die auffallend geringe Ersparnis von 1,5 vH ergeben. Da gleichzeitig die Versuchsdauer von rd. 4 bezw. 3 st sehr kurz war, so empfiehlt es sich, vor der praktischen Verwertung dieses Ergebnisses seine Bestätigung durch weitere Versuche abzuwarten.

c) Größenordnung.

Die Wärmeersparnis bei kleinen Maschinen hat sich, wie schon aus der Versuchszusammenstellung in den Zahlentafeln 6 bis 9 (S. 1110 u. f.) ersichtlich war, meist wesentlich größer ergeben als bei solchen von großer Leistung. Man hat daraus, und zwar ganz mit Recht, den Schluß gezogen, daß die Größenordnung durch die Dampfüberhitzung viel von ihrem Einfluß auf die Wärmeausnutzung verliert. Anderseits hat man aber auch beobachtet, daß sehr gute Maschinen von kaum mittlerer Leistung dem Dampfverbrauch sehr großer Maschinen selbst beim Betrieb mit gesättigtem Dampf so nahe kommen, daß von einer starken Beeinflussung der Wärmeausnutzung durch die Größenordnung schon von verhältnismäßig kleinen Leistungen ab nicht allgemein gesprochen werden kann. Wenn die Wirkung an sich klein ist, kann sich natürlich auch ein Unterschied durch die Dampfüberhitzung kaum bemerkbar machen. Es wäre also, sofern man von ganz kleinen Maschinen absieht, verkehrt, zu glauben, daß kleine Maschinen unter allen Umständen größere Ersparnisse aufweisen müssen als große. Beispielsweise sind nach Fig. 6 und 8 (S. 1235/36) die Unterschiede sowohl im Wärmeverbrauch wie in der Wärmeersparnis bei der 250 pferdigen Zweizylindermaschine ganz gering gegenüber der 3000 pferdigen Vierzylindermaschine.

VIII. Wirkung der Mantelheizung bei überhitztem Dampf.

Ueber die Art der Wirkung des Dampfmantels ist man sich heute ziemlich klar; man weiß auch, daß die Größe der Wirkung von einer Reihe besonderer Umstände abhängt. Doch ist dieses Urteil nur ganz allgemein und namentlich dort, wo die Wirksamkeit gering zu werden anfängt, noch recht unsicher. Man erkennt dies schon daran, daß man unter ganz ähnlichen Verhältnissen den Mantel bald anwendet, bald fortläßt.

Für den Unterschied der Mantelheizung mit und ohne Dampfüberhitzung muß zunächst daran erinnert werden, daß man, abgesehen von den Temperatur- und Spannungsunterschieden des Heiz- und Arbeitsdampfes, besonders noch zwei Arten der Mantelheizung kennt: die Heizung mit ruhendem und mit strömendem Dampf. Bei der ersteren wird ein Teil des Arbeitsdampfes abgezweigt und nur zur Heizung verwendet, bei der letzteren wird der Mantel vom ganzen Arbeitsdampf durchströmt. Wenn gesättigter Dampf verwendet wird, ist die Temperatur im Mantel für beide Heizverfahren, sofern man von der geringen Temperaturerniedrigung durch den Spannungsabfall bei strömendem Dampf absieht, ziemlich gleich. Der Hauptunterschied besteht wohl in der Beschaffenheit des Arbeitsdampfes beim Eintritt in den Zylinderraum. Wegen des Spannungsabfalles im Mantel und der Möglichkeit, daß das Mantelwasser teilweise mitgerissen wird, hält man die Heizung mit strömendem Dampf wohl für weniger günstig. Versuche über den tatsächlichen Unterschied sind nicht vorhanden, weil ja alle Maschinen nur mit dem einen oder andern Heizverfahren ausgerüstet werden. Bei überhitztem Dampf ist die Sache anders. Bei ruhendem Dampf müssen im Mantel ganz andere, und zwar niedrigere Temperaturen vorhanden sein als bei strömendem. Im ersteren Fall ist die Geschwindigkeit im Zuführrohr sehr klein, der Temperaturverlust also groß; der in den Mantel tretende Dampf verliert natürlich zuerst seine Ueberhitzungswärme, und zwar sehr rasch, da sie nur einen kleinen Teil der Dampfwärme ausmacht. Man wird nicht fehlgehen mit der Annahme, daß die Temperatur des im Mantel ruhenden Dampfes auch bei ursprünglich starker Ueberhitzung kaum von der Sättigungstemperatur abweicht. Bei strömendem Dampf dagegen liegt die Mitteltemperatur nur um den halben Temperaturverlust im Mantel unter der Eintrittstemperatur an der Maschine. Es folgt hieraus, daß, wenn bei Dampfüberhitzung Heizung überhaupt am Platze ist, es sich nur um strömenden Dampf handeln kann. Daß ruhender Dampf schon bei niedriger Ueberhitzung wirkungslos ist, ja sogar nachteilig wird, ist leicht begreiflich, wenn man bedenkt, daß hierbei die Dampftemperatur im Mantel unter allen Umständen kleiner ist als beim Durchgang durch die Steuerung. Es kann gleich hier erwähnt werden, daß alle Versuche über die Wirksamkeit des Dampfmantels mit ruhendem Dampf angestellt worden sind, weil nur in diesem Falle die Ausschaltung der Mantelheizung in einfacher Weise möglich ist. Heizmäntel für strömenden Dampf sind eigentlich nie ausschaltbar. Damit erklärt es sich von selbst, daß die Mantelfrage gerade bei überhitztem Dampf noch nicht gelöst ist. Die hier allein maßgebenden Vergleichsversuche mit strömendem Dampf fehlen vollständig.

Ueber die Heizwirkung bei ruhendem Dampf ist durch die Versuche von Donkin[1]) in Zahlentafel 18 festgestellt worden, daß bei schwacher Ueberhitzung die Temperatur der Zylinderwand in ganz ähnlicher Weise erhöht wird wie bei gesättigtem Dampf. Trotz der Erhöhung um gleiche Beträge ist aber die Ersparnis mit Ueberhitzung geringer, was nach

[1]) Proc. Inst. Mech. Eng. 1895 S. 90.

Zahlentafel 18. Temperatur der Zylinderwand und Mantelheizung

nach den Versuchen von Bryan Donkin an einer Einzylindermaschine der Maschinenfabrik Bryan Donkin & Co., Bermondsey.
Durchmesser 152,4 mm, Hub 203,2 mm.

Betriebsweise der Maschine		gesättigter Dampf				überhitzter Dampf mit Kondensation	
		ohne Kondensation		mit Kondensation			
		ohne Mantelheizung	mit Mantelheizung	ohne Mantelheizung	mit Mantelheizung	ohne Mantelheizung	mit Mantelheizung
Uml./min		218	212	220	216	197	198
Spannung vor der Maschine	kg/qcm abs.	4,4	4,6	4,5	4,6	4,5	4,6
Temperatur vor der Maschine	°C	(146)	(148)	(147)	(148)	166	180
Ueberhitzung	»	—	—	—	—	19	32
Füllungsgrad	vH	18,8	18,8	18,8	18,8	6,3	6,3
Leistung	PSi	3,28	4,26	6,66	6,93	4,22	4,04
Dampfverbrauch für 1 PSi-st	kg	26,8	15,95	18,43	12,71	12,69	9,35
Dampfersparnis durch Mantelheizung für 1 PSi-st	vH	—	40.4	—	31 0	—	26.1
Temperatur der Zylinderwand	°C	122	147	127	143	123	151
Temperaturgefälle zwischen eintretendem Dampf und Wandtemperatur	»	24	1	20	5	42	29
spezifische Dampfmenge { Beginn der Expansion	vH	37,0	64,8	37,4	64.8	39,1	65.0
spezifische Dampfmenge { Ende der Expansion	»	69,0	95,2	60,4	95,2	87,1	107,0

dem Vorhergehenden ohne weiteres verständlich ist. Diese Feststellung gilt allerdings zunächst nur für dasjenige Ueberhitzungsgebiet, in dem die Temperatur der Zylinderwand durch den Dampf selbst nicht erhöht wird. Für Dampftemperaturen oberhalb dieses Gebietes wird die Heizwirkung bei ruhendem Dampf zweifellos sehr abgeschwächt. Die Versuche von Richter, Z. 1904 S. 617, haben diese Versuche von Donkin bestätigt. Die Temperatur der Deckelwand am Hochdruckzylinder einer Dreizylindermaschine war bei schwach überhitztem Dampf mit Heizung um wenige Grade höher als ohne solche. Der Unterschied war dort, wo die Temperatur der Zylinderwand mit zunehmender Ueberhitzung zu steigen anfängt, am größten und zeigte deutlich das Bestreben, von hier ab immer kleiner zu werden. Da aber die Messungen am unge-

Dampftemperatur vor dem Hochdruckzylinder war nur bei den Versuchen 7 und 8[1]) so hoch, daß auch im folgenden Zylinder noch Ueberhitzung vorhanden gewesen sein dürfte. Gerade in diesem Fall ist aber der Verlust durch die Mantelheizung am größten, über 5 vH. Die Versuche mit niedriger Anfangstemperatur im Hochdruckzylinder scheinen denjenigen Fachleuten Recht zu geben, die schon für gesättigten Dampf den Niederdruckmantel weggelassen hatten. Immerhin dürfte dem absoluten Unterschied im Wärmeverbrauch bei diesen Versuchen nicht zu viel Wert beizumessen sein, da sein Betrag im Verhältnis zum erreichbaren Genauigkeitsgrad sehr klein ist und die Verhältnisse des Versuchs namentlich bei Nr. 5 und 6 nicht ausreichend übereinstimmten. Beim Niederdruckzylinder liegen die Verhältnisse für die

Fig. 20 und 21.

Niederschlagwasser aus den Dampfmänteln bei gesättigtem und überhitztem Dampf nach Versuchen von Schröter an einer 250pferdigen Maschine.

Hochdruckzylinder. Niederdruckzylinder.

gesättigter Dampf (am H.-D.-Zyl. 10,2 kg/qcm abs.) — überhitzter Dampf (am H.-D.-Zyl. 304° C)

heizten Deckel angestellt worden sind, ist dieses Verhalten für die geheizte Zylinderwand nicht ganz sicher. Jedenfalls ist es aber schon nach diesen Temperaturmessungen sehr wahrscheinlich, daß für Ueberhitzungen, durch welche die Temperatur der Zylinderwand nicht erhöht wird, die Anwendung der Mantelheizung noch vorteilhaft ist. Ein sicheres Urteil ist indes nur durch Versuche über den Wärmeverbrauch möglich.

Die zuverlässigsten Versuche dieser Art sind in Zahlentafel 19 zusammengestellt. Sie beziehen sich zum Teil auf Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylinder allein, zum Teil auf alle Zylinder zusammen. Sämtliche Versuche sind, wie schon erwähnt, bei ruhendem Manteldampf durchgeführt. Versuch 1 und 2 zeigen den Einfluß der **Hochdruckmantelheizung** bei schwacher Ueberhitzung von rd. 30° C für eine 800pferdige Dreizylindermaschine. Der Wärmeverbrauch wird durch die Heizung um 2,2 vH verringert. Dieser Wert ist natürlich noch im Hinblick auf den Genauigkeitsgrad der Versuchsausführung zu beurteilen. Auffallend sind die Ergebnisse über die Wirkung der **Mittel- und Niederdruckmäntel**. Bei allen Versuchen war der Wärmeverbrauch mit Heizung größer. Die

Fig. 22.

Niederschlagwasser aus den Dampfmänteln bei verschiedener Dampftemperatur nach Versuchen von Schröter an einer 250pferdigen Maschine.

Wirksamkeit des Mantels tatsächlich ungünstiger. Die schon erwähnten Versuche Doerfels, Z. 1899 S. 652, haben gezeigt, daß die Verluste durch Wärmeaustausch bei niedrig gespanntem Dampf für gleiches Temperaturgefälle kleiner sind als bei hoch gespanntem. Die absolute Größe der wärmeausstrahlenden Oberfläche sowie das für die Wirksamkeit wichtige Verhältnis der Heizfläche zum Dampfvolumen sind bei großen Zylindern ungünstiger. Die Niederschlagverluste aus dem Mantel in Hundertteilen des Gesamtdampfverbrauches sind in der Tat beim Niederdruckzylinder stets erheblich größer als beim Hochdruckzylinder. Bei den Versuchen 5 bis 8 sind die Mantelverluste leider nicht bestimmt worden. Immerhin kommt man für mittlere Leistungen selbst bei hoher Anfangsüberhitzung selten unter 4 bis 5 vH, während beim Hochdruckzylinder wesentlich niedrigere Beträge erreicht werden. Es ist demnach ganz wohl denkbar, daß bei großen und guten Maschinen der Kostenaufwand für den Niederdruckmantel zu seinem tatsächlichen Nutzen in keinem Verhältnis steht. Sobald man den Niederdruckzylinder

[1]) Die Ueberhitzung des Behälterdampfes betrug bei diesen Versuchen rd. 60° C.

Zahlentafel 19. Wirkung der Mantelheizung auf den

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Nr. des Versuches	Bauart der Maschine	Zylinderzahl	Zylinderdurchmesser (Kolbenstange) mm	Hub mm	Uml./min	Mantelheizung: Hochdruckzylinder	Mantelheizung: Mitteldruckzylinder	Mantelheizung: Niederdruckzylinder	Versuchsdauer min	Spannung vor dem Hochdruckzylinder (am Kessel) kg/qcm abs.	Temperatur vor dem Hochdruckzylinder (am Ueberhitzer) °C	Ueberhitzung vor dem Hochdruckzylinder °C
												1) am Hochdruck-
1	Ventilmaschine mit dreifacher Expansion	4	$526{,}1\binom{130}{0}$ $800{,}7\binom{130}{0}$ $2\times874{,}6\binom{130}{130}$	1400	71,5	nicht geheizt	geheizt	geheizt	478	11,9	220	33
2					71,4	geheizt	»	»	480	11,9	219	32
												2) am Mitteldruck-
3	Ventilmaschine mit dreifacher Expansion	4	$702{,}4\binom{170}{0}$ $1100\binom{169{,}8}{0}$ $2\times1151{,}8\binom{170{,}0}{170{,}0}$	1600	60,10	geheizt	nicht geheizt	geheizt	419	6,87	214,5	39,4
4					60,23	»	geheizt	»	416	6,94	212,6	39,9
												3) am Niederdruck-
5	zweiseitige Ventilmaschine	2	$676{,}4\binom{115{,}0}{115{,}0}$ $1050{,}7\binom{114{,}9}{115}$	1350,3	66,0	geheizt	—	nicht geheizt	615	7,59	243	75,7
6					66,0	»	—	geheizt	604	7,53	235	68,0
7	Schmidt-Motor, Bauart Dingler	3	270 + 270 (0) $500\binom{60}{0}$	450	139,96	ohne Mantel	—	nicht geheizt	162	(8,65)	(362,4)	189,9
8					139,92		—	geheizt	244	(8,62)	(358,2)	185,7
												4) an sämtlichen
9	zweiseitige Ventilmaschine	2	375 / 550	800	—	nicht geheizt	—	nicht geheizt	540	—	rd. 200	—
10					—	geheizt	—	geheizt	540	—	» 200	—
11	Woolfsche Balanziermaschine	2	$520\binom{85}{0}$ $890\binom{100}{0}$	1250 / 1830	31,69	nicht geheizt	—	nicht geheizt	713	(7,34)	gesättigt	0
12					31,64	geheizt	—	geheizt	702	(7,30)	»	0
13					31,71	nicht geheizt	—	nicht geheizt	702	(7,16)	211,4	46,5
14					31,78	geheizt	—	geheizt	618	(7,27)	206,7	41,2
15	zweiseitige Corliss-Maschine	2	406,2 / 1015,6	1218,7	80,1	nicht geheizt	—	nicht geheizt	240	13,09	212	21,1
16					80,2	» »	—	» »	240	13,11	214	23
17					80,1	geheizt	—	geheizt	240	12,93	213	22,7

gleichsam für sich allein, d. h. eine Maschine bei niedrigem Dampfdruck untersucht, sind natürlich die verhältnismäßigen Verluste wesentlich kleiner. Bei den Versuchen von Doerfel, Z. 1899 S. 1518, betrug schon für ganz schwache Ueberhitzung (25,5° C) der verhältnismäßige Mantelverlust nur 1,5 vH. Dabei ist allerdings zu berücksichtigen, daß die Messung in einem geschlossenen Gefäß mit Wasserstandglas vorgenommen wurde; die Messungen mit selbsttätigen Töpfen liefern stets etwas größere Beträge. Durch weitere Steigerung der Ueberhitzung gelang es Doerfel, den Verlust bis unter 0,5 vH zu bringen. Dieser Betrag ist im Verhältnis zu den Ausstrahlverlusten sehr klein, weshalb Doerfel schon aus diesen Versuchen auf die Entbehrlichkeit des Mantels am Niederdruckzylinder geschlossen hat.

Die Versuche, bei denen die Wirkung der Heizung an sämtlichen Zylindern gleichzeitig untersucht wurde, sind durchweg mit niedrigen Anfangstemperaturen durchgeführt worden. Das Ergebnis war verschieden; die Versuche 9 bis 14 an Maschinen mit mittelmäßiger Ausnutzung lieferten bemerkenswerte Ersparnisse durch die Heizung; die Versuche 16 und 17 an einer sehr guten Maschine zeigen eher das Gegenteil. Die Versuche an der alten Woolfschen Balanziermaschine lassen die Ersparnis durch Mantelheizung für gesättigten und mäßig überhitzten Dampf als ziemlich gleich erscheinen. Im allgemeinen bestätigen alle diese Versuche nur die altbekannte Tatsache, daß der Wert der Mantelheizung in hohem Maße von der Güte und Beschaffenheit der Maschine abhängt. **Es scheint, daß bei Maschinen mit einem Wärmeverbrauch unter 3500 WE für 1 PS_i-st durch die Heizung überhaupt nicht mehr viel zu gewinnen ist.**

Erwähnenswert ist noch der Umstand, daß, wenn nur ein Teil der Zylinder geheizt wird, die Leistung in den einzelnen Zylindern sich meist derart verschiebt, daß die geheizten Zylinder mehr leisten als vorher bei abgesperrtem Mantel.

Ueber die Wirkung des Dampfmantels bei strömendem Dampf liegen bis jetzt nur Messungen der Niederschlagver-

Wärmeverbrauch der Maschine bei Dampfüberhitzung.

14	15	16	17	18		19		20		21	22	23	24	25
indizierte Leistung				Niederschlagwasser aus den Heizungen						Dampfverbrauch für 1 PSi-st einschließlich Mantelwasser	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeersparnis durch die Mantelheizung	Leiter und Quelle des Versuches	Bemerkungen über die Heizung
Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder	im ganzen	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		im ganzen						
				für 1 PSi-st	vH des Dampfverbrauches	für 1 PSi-st	vH des Dampfverbrauches	für 1 PSi-st	vH des Dampfverbrauches					
PSi	PSi	PSi	PSi	kg	vH	kg	vH	kg	vH	kg	WE	WE		
zylinder.														
301,9	161,6	246,8	710,3	0	0	0,09	1,67	—	—	5,11	3471	} 2.2	Bayer. Rev.-Ver.	ruhender Dampf
326,1	189,7	258,8	774,6	0,11	2,15	0,07	1,31	—	—	5,00	3394			
zylinder.														
322,3	342,6	518,9	1183,8	0,05	0,81	0	0	0,29	5,18	5,66	3854	} −2,9	Schröter, Z. 1896 S. 249	mit dem Mantel am Mitteldruckzylinder wurde auch der Mantel am ersten Behälter ausgeschaltet
332,3	332,2	542,5	1207,0	0,05	0,77	0,16	2,76	0,37	6,28	5,83	3964			
zylinder.														
308,3	—	280,3	588,6	—	—	—	—	—	—	5,48	3799	} −2,1	Bayer. Rev.-Ver. Jahresber. 1893	ruhender Kesseldampf
275,5	—	306,2	581,7	—	—	—	—	—	—	5,64	3877			
46,4	—	26,7	73,1	—	—	—	—	—	—	4,84	3632	} −5,2	Gutermuth, Z. 1896 S. 1390	ruhender Dampf
41,4	—	31,5	72,9	—	—	—	—	—	—	5,11	3823			
Zylindern.														
—	—	—	121	—	—	—	—	0	0	7,5	—	} 16,0	Hermanuz, Z. 1896 S. 645	ruhender Dampf
—	—	—	121,7	—	—	—	—	0,40	6,3	6,3	—			
162,2	—	122,0	284,2	—	—	—	—	—	—	8,15	5835	} 8,2	Els. Ver. von Dampfkessel-Besitzern, Bull. Soc. Ind. Mulh. 1893 S. 122	ruhender Dampf
157,9	—	133,4	291,4	—	—	—	—	—	—	8,88	5355			
157,0	—	102,3	259,4	—	—	—	—	—	—	7,61	5168	} 9,78		
162,8	—	133,20	296,0	—	—	—	—	—	—	6,89	4663			
307,7	—	267,1	574,8	—	—	—	—	0	0	5,05	3409	—	Barrus, Eng. Rec. 1902 S. 436	ohne Behälterheizung
277,0	—	296,0	573,0	—	—	—	—	(0,52)	10,4	5,02	3392	} −1,6		mit »
276,7	—	297,6	574,3	—	—	—	—	0,69	13,6	5,10	3447			» »

luste bei verschiedenen Dampftemperaturen und Leistungen vor. Man hat allgemein gefunden, daß die Mantelverluste durch Dampfüberhitzung wesentlich geringer werden, und hat aus diesem Umstand oft die merkwürdigsten Schlüsse gezogen. Bei strömendem Dampf ist aber in erster Linie zu beachten, daß die Niederschlagverluste oft nur einen ganz kleinen Teil der gesamten Wärmeverluste des Mantels darstellen. In Fig. 20 und 21 sind aus den Versuchen Schröters an der 250 PS-Maschine der Maschinenfabrik Van den Kerchove in Gent die Niederschlagverluste bei gesättigtem und überhitztem Dampf in Abhängigkeit von der Leistung graphisch dargestellt. Beim Hochdruckzylinder erkennt man für Sattdampfbetrieb eine deutliche Abnahme der Stundenwerte mit der Leistung, die zum Teil von dem sich ändernden Wärmeübergang nach dem Zylinder, zum Teil auch davon herrührt, daß mit steigender Dampfgeschwindigkeit mehr Wasser in den Zylinder mitgerissen wird. Bei überhitztem Dampf zeigt sich dagegen keine Abhängigkeit; die Stundenwerte sind für alle Leistungen ziemlich konstant. In Hundertteilen des Gesamtdampfverbrauches betragen die Verluste nur 0,2 bis 0,6 vH. Das ist sehr wenig; die Kondensationstöpfe sind niemals so dicht, daß man solche Beträge noch mit Sicherheit messen könnte. Außerdem steckt der Wärmeverlust der meist nicht isolierten Anschlußleitung nach dem Zylinder in ihnen. Es ist hier gerade wie bei Rohrleitungen; man kommt im Niederschlagverlust unter einen gewissen konstanten Betrag nicht hinunter. Aber eben dieser Umstand nötigt zu der Anschauung, daß das gefundene Wasser gar nicht aus dem Mantel stammt, daß es nur als die Folge der Undichtheit des Topfes und der Wärmeverluste der Anschlußleitung zu betrachten ist. Eine weitere Bestätigung dieser Anschauung bildet Fig. 22, in der die stündlichen Niederschlagverluste des Hochdruckzylinders in Abhängigkeit von der Dampftemperatur aufgezeichnet sind. Auch hier ergeben sich für alle Temperaturen ziemlich konstante Verluste. Wenn das Kondensat wirklich aus dem Mantel stammte, müßte sich ohne Zweifel eine Abhängigkeit von der Temperatur zeigen. Aus alledem folgt, daß **der Wärmeverlust des Hochdruck-**

mantels bei Maschinen, die mit entsprechend hoher Ueberhitzung arbeiten, nur aus dem Temperaturverlust des durch ihn strömenden Dampfes bestimmt werden kann, während das Niederschlagwasser einen unvermeidlichen Messungsfehler darstellt, der natürlich in ähnlicher Weise auch bei gesättigtem Dampf gemacht wird. Der Temperaturverlust im Mantel ist nämlich ganz beträchtlich, nach einigen Messungen über 20° C. Er wird natürlich in hohem Maße von der Belastung abhängen. Beim Niederdruckzylinder ist die Gesetzmäßigkeit der Mantelverluste eine ganz andre. Die Stundenwerte nehmen nach Fig. 21 für gesättigten und überhitzten Dampf mit der Leistung zu, im ersteren Fall stärker, was aber ebenfalls damit zusammenhängt, daß bei Ueberhitzung der Gesamtwärmeverlust nicht bloß durch das Mantelwasser dargestellt wird. Noch deutlicher erhellt dies aus Fig. 22, in der die Stundenwerte mit der Temperatur auffallend stark abnehmen. Man ist demnach bei strömendem Manteldampf auch hier nur für Sättigungsbetrieb imstande, den Wärmeverlust aus der Kondensatmessung zu ermitteln. Dagegen würden die Schlüsse, die man aus der Abnahme des Mantelwassers nach den Ergebnissen der Figuren 20 bis 22 auf die Zweckmäßigkeit der Mantelheizung bei Dampfüberhitzung ziehen wollte, wenig Wert besitzen, weil für richtige Schlüsse die Kenntnis des Temperaturverlustes im Mantel unerläßlich ist.

(Fortsetzung folgt.)

Unterseekabel.

Von **Hermann Hildebrandt**, Ingenieur in Stettin.[1])

(Erweiterter Vortrag, gehalten am 12. Mai 1904 im Pommerschen Bezirksverein.)

Welche Erfolge Zähigkeit und Ausdauer, fester Wille und kaufmännischer Wagemut zu erringen vermögen, lehrt die Geschichte der Unterseekabel.

Es war ein bedeutsamer Kulturfortschritt, als Werner Siemens 1846 als erster bei Landtelegraphen den Versuch mit Telegraphenleitungen, die mittels Guttapercha isoliert waren, mit gutem Erfolge durchführte. Ebenso gebührt ihm das Verdienst, durch seine wissenschaftlichen Arbeiten und unmittelbaren Ratschläge führend in der Kabelfabrikation und insbesondre auch im Verlegen der Kabel tätig gewesen zu sein. Seine Verfahren und Ratschläge wurden anfangs als »scientific humbug« bezeichnet, bis die fortdauernden Mißerfolge anderer, vornehmlich in den Jahren 1857 und 1858 bei der Erzeugung und Verlegung des ersten transatlantischen Kabels, ihm nur allzudeutlich recht gaben. In Werner Siemens dürfen wir den eigentlichen Schöpfer der Unterseekabel begrüßen, ebenso wie seinem Bruder Karl das Verdienst gebührt, den ersten Spezial-Kabeldampfer (vergl. Fig. 1) entworfen zu haben.

Fig. 1.

Der erste Spezial-Kabeldampfer »Faraday«.

Von den 1851 bis 1860 verlegten Kabeln sind im Jahre 1904 noch 40 mit rd. 1228 km Länge im Betriebe gewesen, während das bis Mitte 1904 verlegte Kabelnetz der Welt

[1]) Es ist mir eine angenehme Pflicht, an dieser Stelle Hrn. Direktor E. Diederichs der Norddeutschen Seekabelwerke sowie den Direktionen der Firmen The Telegraph Construction and Maintenance Comp. und Siemens Brothers in London für das mir mit liebenswürdiger Bereitwilligkeit überlassene hochinteressante Material meinen verbindlichsten Dank abzustatten.

Zahlentafel 1.

Reihenfolge	Nation	Regierungsbesitz		Privatbesitz		zusammen		Wert (ungefähr)	Prozentsatz des Gesamtweltnetzes, bezogen auf km
		Kabelanzahl	Kabellänge km	Kabelanzahl	Kabellänge km	Kabelanzahl	Kabellänge km	ℳ	
1	Großbritannien und Irland	224	23 770	260	223 271	484	247 041	620 073 000	59,40
2	Vereinigte Staaten	35	2 809	46	72 136	81	74 945	188 120 000	18,00
3	Frankreich	82	15 149	32	22 412	114	37 561	94 278 000	9,02
4	Deutschland	86	5 214	5	17 739	91	22 953	57 582 000	5,50
5	Dänemark	98	569	30	14 747	128	15 316	38 443 500	3,66
6	Japan	124	3 988	—	—	124	3 988	10 010 000	0,95
7	Niederlande	46	3 818	—	—	46	3 818	9 583 500	0,90
8	Spanien	15	3 229	—	—	15	3 229	8 105 000	0,76
9	Italien	41	1 988	—	—	41	1 988	4 990 000	0,47
10	alle übrigen Staaten	871	4 532	9	1 047	880	5 579	15 325 000	1,34
	zusammen	1622	65 066	382	351 352	2004	416 418	1 046 510 000	100 vH
			15,60 vH				84,40 vH		

2004 Kabel von zusammen 416418 km Länge[1]) (d. i. das 10,415fache des Erdumfanges) im Gesamtwerte von etwa 1046510000 ℳ umfaßt. Die Verteilung ergibt sich aus Zahlentafel 1.

Zu Anfang des Jahres 1900 betrug die Gesamtlänge der Kabel 321423 km, und zwar waren in Regierungsbesitz 41723 km = 12,87 vH, in Privatbesitz 280150 km = 87,13 vH.

Die Zunahme bis 1904 beträgt somit 94995 km; hiervon entfallen auf den Regierungsbesitz 24 Kabel mit 23793 km Länge = 25 vH, auf den Privatbesitz 38 Kabel von 71202 km Länge = 75 vH.

Die deutsche Beteiligung beträgt hierbei 17268 km = 18,2 vH, und zwar sind in Regierungsbesitz 6 Kabel mit 1624 km Länge; es sind das die Kabel Tsingtau-Tschifu (457 km), Tsingtau-Woosung (702 km) und Emden-Borkum-Bacton (465 km), aus 4 Teilkabeln bestehend. In Privatbesitz sind 4 Kabel mit 15644 km Länge (Deutsch-Atlantische Telegraphengesellschaft); es ist das die Strecke Borkum-Azoren-New York (Doppelkabel mit zusammen 4 Teilkabeln).

Von den übrigen Strecken sind besonders beachtenswert und von weitreichender wirtschaftspolitischer Bedeutung:

1) Vancouver-Insel Fanning = Insel Suwa-Insel Norfolk = Doubtless Bay und Insel Norfolk-Southport (Queensland), zusammen 5 Kabel von 14516 km Länge, verlegt von dem Pacific Cable Board;

2) San Francisco-Honolulu-Insel Midway = Insel Guam-Manila, zusammen 4 Kabel von 14519 km Länge, verlegt von der Commercial Pacific Cable Co.

Von ganz besonderm Interesse für uns ist die Erweiterung, welche das deutsche Kabelnetz seit 1900 erfahren hat. Um den erfreulichen Fortschritt in seinem ganzen Umfange würdigen zu können, ist es erforderlich, unsre Kabelverhältnisse vor 1900 kurz zu beleuchten.

Der dem inneren Nachbarverkehr dienende Kabelbesitz belief sich anfangs 1900 auf nur 562,60 km, und von den Kabeln für den internationalen Verkehr waren nur das 1882 verlegte 1584,63 km lange Kabel Emden-Borkum-Valentia (Irland), das den Anschluß an die englischen und amerikanischen transatlantischen Kabel bildet, sowie das 1896 verlegte 2064,773 km lange Kabel Emden-Borkum-Vigo als unmittelbare Verbindung nach Spanien bemerkenswert. Letzteres war in der Absicht verlegt worden, von Vigo aus über die Azoren nach New York ein deutsches transatlantisches Kabel zu leiten; doch schon kurze Zeit nach der Inbetriebnahme zog es einen so starken Verkehr heran, daß es vollständig ausgenutzt wurde. Die Folge davon war, daß die unmittelbare Führung eines deutschen transatlantischen Kabels von Borkum nach den Azoren ins Auge gefaßt und später auch verwirklicht wurde.

[1]) Statistisches und geschäftliche Mitteilungen siehe: Deutsche Wirtschaftszeitung Nr. 11 und 12, 1905. Hildebrandt: Die wirtschaftsund handelspolitische Bedeutung der Unterseekabel; ferner geschichtliche Notizen: Schiffbau 1905 Nr. 21 vom 9. Aug. 1905, gleichfalls vom Verfasser.

Außer diesen Kabeln bestanden dann noch solche für den Verkehr mit Norwegen, Schweden, Dänemark und England, die sämtlich ohne unmittelbaren Anschluß an das Weltkabelnetz waren.

Ganz bescheiden an Ausdehnung waren und sind noch unsre kolonialen Kabel, die überdies der Eastern and South African Telegraph Co. und der African Direct Telegraph Co. gehören und der Reichspost gegen eine jährliche Vergütung überlassen werden. Wir verzeichnen hier die Kabel

1) Sansibar-Bagamojo-Dar es Salam (Deutsch-Ostafrika),

2) Bonny (Britisch Guinea)-Duala (Kamerun),

3) den Anschluß von Swakopmund an das Kabel Cape Town-Mossamedes-Benguela-Loanda.

Unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die vorerwähnten Kabel im Verkehr mit Norwegen, Schweden, Dänemark und England zur Hälfte der deutschen Reichspost, zur Hälfte der betreffenden Regierung gehören, die kolonialen Kabel aber Eigentum der Eastern and South African Telegraph Co. oder der African Direct Telegraph Co. sind, ergibt sich nach Abzug der 1497 km Länge dieser Kabel der tatsächliche eigene Besitz anfangs 1900 zu 5685 km. Der Zuwachs in den letzten 4 Jahren betrug 17268 km oder rd. 300 vH des Besitzes von 1900, d. h. dem ungefähren Werte nach stieg der Besitz von 14200000 ℳ auf 57582000 ℳ. Innerhalb 4 Jahre wurden also in Deutschland rd. 43,5 Mill. ℳ in Unterseekabeln angelegt, wovon allerdings nur etwa 25 Mill. ℳ in Deutschland selbst für die Herstellung und Verlegung verausgabt worden sind; denn das große englische Kabelwerk The Telegraph Construction and Maintenance Co. Limited in London hatte sein Vorrecht auf die Landung von Kabeln auf der Azorengruppe nur unter der Bedingung an die Deutsch-Atlantische Telegraphengesellschaft zu Köln abgetreten, daß ihm die Herstellung und Verlegung des 1900 ausgelegten ersten deutsch-atlantischen Kabels, für welches der Eisen- und Kupferdraht von Felten & Guilleaume in Mülheim a/Rh. bezogen wurde, übertragen würde: eine Forderung, die man vom Geschäftstandpunkt aus wohl zu würdigen vermag.

Obgleich der vorhin erwähnte Wert für die seit 1900 verlegten deutschen Linien von etwa 43,5 Mill. ℳ für 17268 km Kabel immerhin recht beachtenswert ist, erscheint er doch, namentlich in Hinsicht auf unsre großen überseeischen Handels- und militärischen Interessen, klein gegenüber den Summen, die in dem gleichen Zeitraum von England für neu verlegte Kabel aufgebracht worden sind. Wir verzeichnen hier 46844 km im Werte von etwa 117000000 ℳ, wovon allein auf das 1902 gegründete Pacific Cable Board 14516 km im Werte von etwa 37 Mill. ℳ entfallen. Und in der Tat dürfen wir in diesen neu verlegten deutschen Kabeln lediglich den Anfang eines umfassenden eigenen Kabelnetzes begrüßen, wollen wir unsern Handel sichern, unsern Wohlstand vergrößern und unsre Weltmachtstellung festigen. So sind wir ja für den telegraphischen Verkehr nach unsern großen Besitzungen in Ost- und West-Afrika, im Stillen Ozean und nach den mit uns in regem Handelsverkehr stehenden Staaten von Südamerika ebenso auf die englischen Kabel angewiesen, wie wir uns nach Ostasien der Linien der stark unter englischem und russischem Einfluß stehenden Großen

Nordischen Telegraphengesellschaft bedienen müssen, wollen wir nicht über ausschließlich englische Kabel telegraphieren.

Inzwischen ist am 19. Juli 1904 in Köln eine neue Kabelgesellschaft, die Deutsch-Niederländische Telegraphengesellschaft gegründet worden, deren Kapital 14¹/₄ Mill. *M* beträgt, und welche im Anschluß an das bestehende Kabelnetz von Niederländisch-Indien ein Kabel von Menado auf Celebes über Yap nach Guam und von Yap nach Shanghai legen wird. Die Strecke ist etwa 6500 km lang und erhält auf Guam Anschluß an das amerikanische Pacific-Kabel San Francisco-Manila, in Shanghai an das deutsche Kabel Shanghai (Woosung)-Tsingtau-Tschifu und dadurch an das Kabel Tschifu-Taku und weiter der Großen Nordischen Telegraphen-Gesellschaft einerseits und an die Kabel der Eastern Extension Australasia and China T. C. anderseits. Demnach steht in absehbarer Zeit eine unmittelbare Verbindung mit unsern Karolinen- und Marianen-Inseln zu erwarten, und in der Hauptsache ist der Einfluß englischer Gesellschaften so ziemlich ausgeschaltet[1].

Schließlich ist auch nach fünfjährigem Kampf mit der Eastern Telegraph Co. ein deutsches Kabel Konstanza-Konstantinopel und damit eine unmittelbare Verbindung Berlin-Konstantinopel gesichert.

Die Verteilung der Hauptlinien im Weltverkehr ergibt sich aus Zahlentafel 2, zu der ich bemerke, daß in Rücksicht auf den zur Verfügung stehenden beschränkten Raum die namentliche Aufzählung der Einzelstrecken ausfallen muß.

Zahlentafel 2.

Linien	Anzahl	Kabel	km	vH
I. nach Nordamerika	10	40	90 428	23,40
II. nach Afrika	28	67	57 940	15,00
III. nach Spanien, Frankreich, dem Mittelmeer, dem Jonischen und dem Aegäischen Meer	53	76	41 118	10,65
IV. nach Indien und Ostasien	39	68	77 721	20,10
V. nach Australien	8	17	38 174	9,85
VI. nach Südamerika und Westindien	31	99	64 163	16,61
VII. nach der Westküste von Südamerika	6	20	16 720	4,39
	175	387	386 264	100,00

Es sei hier festgestellt, daß von den in dieser Zusammenstellung aufgeführten 387 wichtigsten Kabeln auf die Eastern-Gruppe 161, auf den Submarine Cable Trust 205 entfallen, so daß nur 21 Kabel von diesen beiden unabhängig sind.

Aus dem Vergleich der Zusammenstellungen 1 und 2 ergeben sich die lediglich dem inneren Nachbarverkehr dienenden Verbindungen wie folgt:

Das Weltkabelnetz hat 2004 Kabel mit 416418 km Länge; davon dienen dem Welthandelverkehr unmittelbar 387 Kabel mit 386264 km Länge = 92,77 vH, dem inneren Nachbarverkehr 1617 Kabel mit 30154 km Länge = rd. 7,23 vH.

Die deutschen Ueberseelinien.

Nachdem im vorhergehenden die Weltverhältnisse der Kabel betrachtet sind, seien nunmehr die deutschen Ueberseelinien behandelt. Wie bereits erwähnt, tat Deutschland mit der Verlegung des Kabels Borkum-Vigo im Jahre 1896 durch die deutsche Seetelegraphen-Gesellschaft den ersten selbständigen Schritt in dieser Richtung. Erst 4 Jahre später erfolgte der weitere Ausbau durch die Verlegung des ersten deutsch-atlantischen Kabels Borkum-Azoren-New York, und endlich nach weiteren 4 Jahren ist diesem ein zweites deutsch-atlantisches Kabel zugesellt worden. Ferner soll, wie schon erwähnt, außer der Verbindung von Berlin nach Konstantinopel eine unmittelbare Verbindung mit unsern Besitzungen in der Südsee demnächst geschaffen werden. Das ist die kurze Geschichte unsrer unabhängigen Kabelverbindungen. Die Kabel Borkum-Vigo, Borkum-Valentia (Irland) und das erste deutsch-atlantische Kabel Borkum-Azoren-New York sind von der Telegraph Construction and Maintenance Company in London (hervorgegangen aus der Firma Glass, Elliot & Co.) verfertigt und von den dieser Gesellschaft gehörenden Kabeldampfern »Britannia« und »Anglia« verlegt worden. Diese Kabel mußten durch die englische Gesellschaft angefertigt und verlegt werden, teils weil eine deutsche Seekabelfabrik und deutsche Kabeldampfer fehlten, teils weil die Mitwirkung der genannten Gesellschaft bei dem ersten deutsch-atlantischen Kabel aus rein geschäftlichen Gründen, wie schon vorher erörtert, nicht zu entbehren war.

Erst das zweite deutsch-atlantische Kabel ist vollständig deutsches Erzeugnis, und nachdem es seit dem 2. Juni 1904 zur vollsten Zufriedenheit im Betrieb ist, dürfen wir mit Genugtuung feststellen, daß es uns nun auch auf diesem Sondergebiete gelungen ist, einen erfreulichen Fortschritt zu tun. Er wurde eingeleitet mit der Gründung der Norddeutschen Seekabelwerke A.-G. in Nordenham (hervorgegangen aus den im Mai 1898 gegründeten Land- und Seekabelwerken A.-G. in Köln-Nippes), die 1899 unter Mitwirkung der Deutsch-Atlantischen Telegraphengesellschaft zu Köln und der Kabelfabrik von Felten & Guilleaume Carlswerk in Mülheim a/Rhein ins Leben gerufen wurden, und deren Aktienkapital zurzeit 6000000 *M* beträgt.

Fig. 2 und 3. Fig. 4 und 5.

Zweites deutsch-atlantisches Kabel.

Erd- und Küstenkabel *E*. Tiefseekabel *D*.

Kupferdraht
12 Kupferdrähte
3 Lagen Chatterton-Compound und Guttapercha
in Gerbsäure getränkte Jute
17 verzinkte Eisendrähte
geteertes Band

Das zweite deutsch-atlantische Kabel besteht aus den beiden Teilstrecken Borkum-Horta (auf der Insel Fayal der Azorengruppe) und Horta-Coney Island vor New York. Die Tiefseestrecke der Verbindung Borkum-Horta ist in zwei, und zwar ungleiche, Strecken zerlegt, von denen die längere als Leiter einen Kupferdraht von 2,43 mm Dmr. aufweist, der mit 12 Kupferdrähten von 0,81 mm Dmr. spiralförmig umwickelt ist und so eine Seele von 4,05 mm Dmr. bildet. Die Seele der zweiten Strecke Horta-Coney Island hat 5 mm Dmr. und besteht aus dem 3 mm starken Leiter und zwölf 1 mm starken Kupferlitzen. Die Abweichung gegenüber dem in England angefertigten ersten deutsch-atlantischen Kabel besteht außer in den größeren Durchmessern der Leiter noch in den 12 Kupferlitzen, die der Seele des Kabels eine wünschenswerte größere Elastizität und Festigkeit verleihen, als die Um-

[1] Die Legung der Teilstrecke Menado-Yap-Guam ist am 27. April 1905 durch den Kabeldampfer »Stephan« vollendet worden.

wicklung mit 4 flachen Kupferlitzen, wie sie bei dem ersten Kabel zur Anwendung gelangt ist.

Die erste Teilstrecke Borkum-Fayal ist im Jahre 1903 hergestellt und verlegt, und zwar in zwei Ausreisen während der Monate Mai und Juni, in der Hauptsache durch den Kabeldampfer »Stephan«[1]) unter Mitwirkung des Kabeldampfers

Fig. 8 und 9.
Transatlantisches Kabel von 1865 (denselben Leiter hatte auch das Kabel von 1866), nat. Größe.

7 Kupferdrähte
4 Lagen Guttapercha und Chatterton-Compound
geteerte Jute
mit Hanf umsponnener Eisendraht

Fig. 6 und 7.
Kabel von 1856, nat. Größe.

»von Podbielski«[2]). Bei seiner ersten Ausreise führte »Stephan« 1274 km Zwischenkabel in einem Stück der Sorte »*E*«, Fig. 2 und 3, von 5350 t Gesamtgewicht an Bord; bei seiner zweiten Ausreise hatte er 2254 km Tiefseekabel im Gesamtgewicht von 2735 t geladen, darunter befanden sich 1790 km

Fig. 10.
Erstes transatlantisches Kabel von 1866 (Leiter wie bei dem Kabel von 1865), nat. Größe.

außen mit Hanf umsponnene verzinkte Eisendrähte

aus einem Stück der Sorte »*D*«, Fig. 4 und 5. Diese Teilstrecke Borkum-Fayal wurde am 30. Oktober 1903 in Betrieb genommen. Das Küstenkabel war auf Borkum am 11. Mai 1903 gelandet, so daß die betriebsfertige Verlegung

[1]) Z. 1903 S. 1581.
[2]) Z. 1900 S. 733.

einschließlich aller Hülfsarbeiten an Land rd. 5½ Monate gewährt hat, wobei eine größte Tiefe von 4850 m im Atlantischen Ozean zu überwinden war.

Im Frühjahr 1904 wurde in Nordenham die zweite Teilstrecke Fayal-Coney Island hergestellt und in der Zeit vom 11. bis 22. Mai in der Richtung von Coney Island nach Fayal durch den Kabeldampfer »Stephan« verlegt, nachdem vorher Seine Majestät der Kaiser die Herstellung dieses Kabels und die zur Verlegung getroffenen Vorkehrungen eingehend besichtigt hatte. Die zu überwindende größte Meerestiefe betrug 5670 m. »Stephan« legte das Kabel mit einer Geschwindigkeit von durchschnittlich 8 Knoten aus; er hatte für diese Ausreise im ganzen 3875 km Tiefseekabel im Gewicht von 4093 t an Bord, worunter sich 3850,5 km aus einem Stück der Sorte »*D*« befanden. Der Rest der Küstenkabel wurde bei Horta auf Fayal durch beide Dampfer verlegt. Am 1. Juni 1904 abends 9 Uhr wurde die Schlußsplissung vollendet und mit ihr eines der bedeutendsten Ingenieurwerke der Gegenwart, dessen Kosten sich auf rd. 20 Mill. ℳ belaufen.

Die Figuren 6 bis 12 enthalten vergleichsweise die Grundformen früher verlegter transatlantischer Kabel, während in den Zahlentafeln 3 und 4 die Hauptkonstruktionsdaten der neuesten sowie verschiedener älterer Kabel zusammengefaßt sind.

Fig. 11 und 12.
Erstes deutsch-atlantisches Kabel.

Kupferdraht
4 flache Kupferlitzen
3 Lagen Chatterton-Compound und Guttapercha
in Gerbsäure getränkte Jute
17 verzinkte Eisendrähte
geteertes Band

Der Verlegung des zweiten deutsch-atlantischen Kabels ging eine Lotungsreise unter Leitung des Kabelingenieurs Forde auf dem Kabeldampfer »von Podbielski« voraus, deren Ergebnisse in mannigfacher Beziehung interessant sind. Insgesamt wurden 318 Lotungen während der Zeit vom 21. Mai bis 20. Juli 1902 ausgeführt. Das Wetter war im großen und ganzen günstig, wenn auch mehrmals schwere See die Arbeit schwierig machte. Außer dem Verlust von 36700 m Lotungsdraht und 2 Lotungsmaschinen war auch der eines Mannes der Besatzung zu beklagen.

Die Ergebnisse dieser Lotungsreise führten zu der in Fig. 13 dargestellten Linie. Dieselbe Figur zeigt auch die Linie des 1900 verlegten ersten Kabels; beide Linien haben von allen vorhandenen transatlantischen Verbindungen die südlichste Lage.

Außer diesem zweiten deutsch-atlantischen Kabel sind von den Norddeutschen Seekabelwerken noch die Kabel Tsingtau-Shanghai, Bacton-Borkum, Wangeroog-Rotesand angefertigt und verlegt worden. Als nächster Auftrag wird das bereits erwähnte Südseekabel Menado-Yap-Guam-Shanghai in einer Länge von etwa 6500 km zur Ausführung gelangen.

Kabeldampfer.

Wesentlich für den guten Verlauf der Kabellegung sind zweckmäßig gebaute und mit allen erforderlichen Hülfsmitteln ausgestattete Kabeldampfer. Zum nicht geringen Teil sind die Mißerfolge beim Verlegen der ersten Kabel darauf zurückzuführen, daß es an solchen Sonderschiffen fehlte. Karl Siemens ließ deshalb 1874 den ersten Dampfer dieser Art, den »Faraday«, s. Fig. 1, nach seinen Angaben erbauen;

Fig. 13.

Linien der deutsch-atlantischen Kabel Borkum-Azoren-New York.

Zahlentafel 3. Konstruktionsangaben über einige transatlantische Kabel.

	Kabel von 1856/57 [1]	Kabel von 1865[2]/66[3]	Kabel von 1878/79[4]	erstes deutsch-atlantisches Kabel[5]		zweites deutsch-atlantisches Kabel[6]	
				Borkum-Fayal	Fayal-Coney Island	Borkum-Fayal	Fayal-Coney Island
Leiter	7 Kupferdrähte von je 0,76 mm	7 Kupferdrähte von je 1,20 mm	Seele 2,06 mm u. 10 Kupferdrähte von 0,89 mm	Seele 2,895 mm und 4 Streifen von 2,41 × 38 mm	Seele 3,78 mm und 4 Streifen von 3,10 × 43 mm	Seele 2,43 mm und 12 Kupferdrähte	Seele 2,73 mm und 12 Kupferdrähte
Dmr. des Leiters d . . . . mm	2,28	3,60	3,84	3,655	4,64	4,05	5,0
» der Guttapercha-Ader D . . . . »	8,00	12,00	10,31	9,6	11,29	10,08	11,30
» des Tiefseekabels . . . . »	16,00	26,00	25,40	23,50	24,00	23,50	24,00
Armierung des Tiefseekabels	18 7drahtige Eisenlitzen	10 2,5 mm starke Eisendrähte	18 2,54 mm	17 2,1 mm starke verzinkte Stahldrähte	18 2,1 mm	17 2,1 mm starke verzinkte Stahldrähte	13 2,1 mm
Gewicht von 1 km des Tiefseekabels an der Luft . . . . kg	632	982	1800	940	1 070	940	1 070
Auftrieb von 1 km des Tiefseekabels ($\gamma = 1{,}025$) . . . . »	206	545	504	425	490	425	490
Gewicht von 1 km des Tiefseekabels im Meerwasser . . . . »	426	437	796	515	580	515	580
Bruchfestigkeit des Tiefseekabels . . . »	3300	1865 7875 1866 9600	8750	7500	7940	7500	7940
dieser Bruchfestigkeit entsprechende Kabellänge im Meerwasser . . . . km	8	1865 18 km 1866 22 km	11,00	14,6	13,7	14,6	13,7
Vergleichswert für die Isolationswiderstände $\log \frac{D}{d}$	0,5441	0,5237	0,42878	0,4194	0,3862	0,3960	0,3541

[1]) Fig. 6 und 7. [2]) Fig. 8 und 9. [3]) Fig. 10. [4]) von Brest nach St. Pierre. Nach Angaben der Firma Siemens Brothers.
[5]) Fig. 11 und 12. [6]) Fig. 2 bis 5.

Zahlentafel 4. Gewichtswerte der deutsch-atlantischen Kabel.

	erstes deutsch-atlantisches Kabel		zweites deutsch-atlantisches Kabel	
	Borkum-Fayal	Fayal-Coney Island	Borkum-Fayal	Fayal-Coney Island
Gewicht von 1 km Kabel an der Luft . . . . kg	940	1070	940	1070
Kupfer in 1 km . . . . »	90,71	147	98,05	147
Guttapercha in 1 km. . . . . »	61,30	83,30	71,09	83,30
beides zusammen . . . . »	152,01	230,30	169,14	230,30
Anteil des Kupfers am Gesamtgewicht . . . . vH	9,65	13,74	10,43	13,74
Anteil der Guttapercha am Gesamtgewicht . . . . . »	6,52	7,78	7,56	7,78

Fig. 14 bis 16.

Tiefsee-Lotmaschine für Dampf- und Handbetrieb.

dieser Dampfer, der heute noch im Dienst ist, hat etwa 50 Nachfolger erhalten. Der Brutto-Tonnengehalt aller Kabeldampfer stellt sich auf etwa 90000 R.-T.

Nach den Nationen geordnet ergibt sich folgende Aufstellung:

England .	33 Dampfer	mit 64292 R.-T.	=	71,40 vH
Frankreich .	6 »	» 9464 »	=	10,42 »
Deutschland	2 »	» 6124 »	=	6,81 »
Amerika .	4 »	» 3427 »	=	3,81 »
Dänemark .	3 »	» 2381 »	=	2,76 »
Japan . .	1 »	» 2221 »	=	2,47 »
Italien . .	1 »	» 1247 »	=	1,39 »
China . .	1 »	» 844 »	=	0,94 »
	51 Dampfer	mit 90000 R.-T.		

Von diesen 51 Dampfern haben die Telegraphengesellschaften 43 mit 55749 R.-T. = 62 vH, die vier Kabelfabriken 8 mit 34251 R.-T. = 38 vH in Betrieb.

Zahlentafel 5. Ausgeführte Kabeldampfer.

	Colonia	Anglia	Faraday	Stephan	v. Podbielski	Britannia
Besitzer	Telegraph Construction and Maintenance Co., London		Siemens Bros., London	Norddeutsche Seekabelwerke, Nordenham		Telegr. Constr. and Maintenance Co., London
Bauwerft	Swan, Hunter & Wigham Richardson Newcastle-on-Tyne	Vickers, Sons & Maxim, Barrow-in-Furness	C. Mitchel & Co., Newcastle	Vulcan, Stettin	David J. Dunlop, Newcastle	Laird Bros., Birkenhead
Baujahr	1902	1898	1874	1902	1899	1885
Bauart	Doppelschrauben-Spardecker		Doppelschrauben-Zweidecker	Doppelschrauben-Spardecker		
Vermessung brutto . . . R.-T.	7976	6538	4917	4630	1494	1525
Vermessung netto . . . »	4977	4055	3123	2467	652	825
Länge in der Wasserlinie . . m	148,43	136,85	110,90	116,05	77,72	75,34
Breite . . . . »	17,068	16,55	15,94	14,63	10,67	10,45
Seitenhöhe bis Spardeck . . »	11,89	10,93	11,15	9,99	7,17	8,05
Tiefgang mit Kiel . . . . »	8,00 [1])	7,875 [2])	8,00	7,49	5,486 [3])	6,285 [4])
Wasserverdrängung D . . . t	15400	13500	10260	9825	3180	3620
Tragfähigkeit . . . . . . »	8300	7800	5400	6050	1485	1865
Geschwindigkeit V, beladen Knoten	12,70	11,5	10,5	11,5	10,5	9,32
Maschinenleistung . . . . . PS_i	4800	3400	—	2400	1600	930
Maschinenabmessungen . . . mm	$\frac{610\times1029\times1702}{1219}$	$\frac{559\times902\times1549}{1219}$	$\frac{991\times1727}{1219}$	$\frac{500\times800\times1300}{1000}$	$\frac{432\times724\times1194}{838}$	$\frac{660\times1430}{762}$
Anzahl der Kessel	3 Doppel-, 1 Einfachkessel	4 Einfachkessel	6 Einfachkessel	1 Doppel-, 2 Einfachkessel	2 Einfachkessel	2 Einfachkessel
Rostfläche R . . . . . . qm	40,597	29,73	30,10	22,80	—	11,80
Heizfläche H . . . . . . »	1400,65	1007,96	799	705	446,5	300
$H:R$	34,6	33,6	26,5	30,9	—	25,40
$PS_i:H$	3,43	3,40	—	3,41	3,44	3,10
$PS_i:R$	118	114,5	—	105	—	77,50
Kesseldruck . . . . . kg/qcm	13,37	13,72	4,57	13	12,7	—
$\frac{D^{\frac{2}{3}} V^3}{PS_i}$	250	250	—	290	205	205

[1]) Plattenkiel = 50 mm. [2]) Balkenkiel = 75 mm. [3]) Balkenkiel = 120 mm. [4]) Balkenkiel = 216 mm.

Außer der Verlegung haben die Kabeldampfer die Aufgaben, vorher: die Linien zu vermessen, und nachher: schadhafte Kabel aufzunehmen und auszubessern.

Fig. 14 bis 16 zeigen die Vorrichtung für Tiefseelotungen. Der für die Lotungen verwendete Klaviersaitendraht ist auf die Trommel aufgewickelt; er gelangt durch eine konische Hülse und über eine Leitrolle ins Meer. An der Scheibe befindet sich ein Zählwerk, auf dem die erreichte Tiefe abgelesen werden kann. Der Draht wird entweder von Hand mittels Kurbelantriebes oder durch Dampf mittels eines Vorgeleges aufgeholt. Er ist mit 22 kg schweren Gewichten belastet, durch welche die Lotröhren, Fig. 17 bis 19, zur Aufnahme von Bodenproben geführt sind. Wenn das Gewicht auf den Meeresboden aufstößt und wenn die Beschaffenheit des Bodens es gestattet, sinkt die Lotröhre hinein; gleichzeitig wird der Schliephaken *a* ausgelöst, das Gewicht gleitet beim Anziehen der Fangleine über das kurze Kettenende fort und der Draht wird frei. Durch das Auftreffen des Gewichtes läßt naturgemäß die Spannung im Lotungsdrahte nach und die durch eine Feder betätigte Bandbremse der Lotungsmaschine tritt in Tätigkeit, indem sie weiteres Ablaufen des Drahtes verhindert.

Fig. 17. Auslösbares Lotgewicht mit gewöhnlicher Lotröhre.

Fig. 18. Auslösbares Lotgewicht mit Rendle-Lotröhre.

Fig. 19. Schnapper.

Die gewöhnlichen Lotröhren bestehen aus 6 kleinen, oben und unten offenen Kupferröhrchen *c* (Fig. 17) von 13 mm Dmr., die beim Anziehen des Lotungsdrahtes durch einen als Ventil wirkenden kleinen Deckel geschlossen werden und in ihrem Innern die Bodenprobe befördern.

Die Rendlesche Lotröhre, Fig. 18, wird durch Anziehen der Fangleine unmittelbar von unten mittels kegelförmigen Verschlußdeckels *e* gedichtet. Für härteren Boden (Geröll, Korallen usw.) gelangt ein Bleilotgewicht mit Schnapper zur Verwendung, das sich, innen ausgehöhlt, durch Federdruck beim Auftreffen selbsttätig kräftig schließt und dadurch eine Bodenprobe abbricht.

Oft weit schwieriger als das Verlegen ist das Aufsuchen und Aufholen bereits im Betriebe befindlicher Kabel, die aus irgend welchen Gründen »schweigsam« geworden sind. Die Fehlerstelle wird, wenn zwei Kabel vorhanden sind, durch die Schleifenmessung oder, wenn dies nicht angängig ist, aus der Widerstandsbestimmung ermittelt, d. h. also in gleicher Weise wie bei den Land- und Starkstromkabeln. Ist die Lage der Fehlerstelle bekannt, so gilt es, das Kabel selbst zu finden. Hierzu dienen die Aufholmaschinen nebst Ankern. Sie werden senkrecht zur vermuteten Lage des Kabels über den Boden geschleift. Die Mannigfaltigkeit der durch die Praxis gezeitigten Konstruktionen dieser wichtigen Hülfsmittel ist groß. Darunter ist in erhöhtem Maße der Schneidanker, Patent Lucas, bemerkenswert, Fig. 20. Oft kommt es nämlich vor, daß sich ein Kabel an Felsstücken oder andern Hindernissen derart festklemmt, daß es nicht ohne weiteres gelöst und hochgewunden werden kann, so daß es zerschnitten werden muß. Dazu dient der Lucas-Anker. Das von einem der Fänger *a* gefaßte Kabel hängt zwischen den rechten oder linken Schneidbacken *b* des Ankers, je nachdem der rechte oder linke Fänger das Kabel gefaßt hat. Durch Zug an der Fangleine *c* schlagen die Schneiden *bb* zusammen, das eine Kabelende wird durchgeschlagen, das andre aber von den Backen *d* fest an den Stock *e* gepreßt, so daß das Kabel nunmehr hochgewunden werden kann. Das unten verbliebene Ende wird nun sofort erneut gefischt und durch Anschluß an die Kontrollvorrichtungen des Schiffes und dadurch erfolgten Anruf der Landstation festgestellt, in welchem Ende der Fehler liegt. Das unbeschädigte Ende wird versiegelt und mit Bojenketten und Tauen an die Kabelboje angeschlossen, die ihrerseits durch einen Pilzkopfanker gegen Abtreiben gesichert wird.

Fig. 20. Schneidanker, Patent Lukas.

Die Verfahren zur Verhütung der Lunkerbildung in Stahlblöcken.

Von **R. M. Daelen** †.

(Vortrag für den Internationalen Bergmannstag in Lüttich.)[1]

Nachdem man vor etwa 50 Jahren gelernt hat, schwere Stahlblöcke zu gießen, hat man unausgesetzt nach Mitteln gesucht, die von dem Herabstürzen des flüssigen Metalles in die Gußform herrührenden Hohlräume im Innern der Blöcke zu vermeiden, und man hat bald verschiedene zu diesem Ziele führende Wege entdeckt. Das eine Verfahren besteht darin, daß man einen starken Druck auf das Aeußere oder Innere des Blockes ausübt, während er noch flüssig in der Gußform ist, nachdem man sie vorher oben geschlossen hat; nach einem zweiten Verfahren wird der obere Teil des Blockes solange in heißem und flüssigem Zustand erhalten, daß sich die im unteren Teile gebildeten Hohlräume ausfüllen können. Angewandt werden diese Verfahren besonders bei Blöcken von über 5 t Gewicht, und der erzielte Gewinn beträgt 25 bis 35 vH, wenn man berücksichtigt, daß

[1] Diese Arbeit ist uns von ihrem inzwischen verstorbenen Verfasser noch kurz vor seinem Tode zugegangen; vergl. weiter unten S. 1407.

der poröse Teil des Blockes vor dem Fertigschmieden abgeschnitten werden muß und nur Schrottwert hat; trotz dieser Vorsicht kommt es zuweilen vor, daß auch der fertig geschmiedete Teil noch Hohlstellen aufweist, wodurch der ganze Block verloren geht.

Einer der ersten, die äußeren Druck auf den Block anwandten, war Whitworth in England; er bediente sich einer

Fig. 1. Verfahren von Whitworth.

Gußform, Fig. 1, die in Howe, »The Metallurgy of Steel« beschrieben ist. Da Whitworth den Block in der Richtung von oben nach unten drückt, so muß der Druck sehr stark sein, um den Widerstand der durch die Abkühlung gebildeten Kruste zu überwinden, und es kommt ziemlich häufig vor, daß er zum Schluß nicht mehr ausreicht. Um diesen Uebelstand zu vermeiden, hatte ich vor etwa 40 Jahren

Fig. 2. Verfahren von Daelen.

vorgeschlagen, den Druck mittels einer auf das Innere wirkenden Pumpe auszuüben, Fig. 2, deren Beschreibung sich ebenfalls in dem Buche von Howe findet (S. 156). Die Versuche hatten befriedigende Ergebnisse, wurden jedoch wegen des Vorurteiles gegen das Gießen von unten aufgegeben, obwohl die Nachteile des gewöhnlichen Gießverfahrens durch die Anwendung des inneren Druckes vermieden wurden.

Den Druck von außen auf die Gußform wandte als erster Williams von den Tacony-Werken in Amerika im Jahre 1883 an; er drückte nach Howe auf eine Seite der Gußform, Fig. 3. Auch dieses Verfahren hatte befriedigende Ergebnisse, aber es scheint, daß die Selbstkosten zu hoch waren und die Versuche aus diesem Grunde fallen gelassen wurden.

Nach Williams hat Harmet in St. Etienne sein sogenanntes Preßziehverfahren erfunden, bei dem die kegelige Gußform über den auf dem Boden stehenden Block gezogen wird und dabei infolge ihrer Verjüngung solange einen äußeren Druck auf den Block ausübt, als dieser warm genug bleibt, so daß also die Pressung bis zum Ende der Abkühlung, bis zum Erstarren des Blockes, auf den flüssigen Teil wirkt. Dieses Verfahren hat gleichfalls sehr befriedigende Ergebnisse erzielt, allein es leidet ebenso wie das Williamsche unter den sehr hohen Betriebskosten.

Fig. 3. Verfahren von Williams.

Das zweite Verfahren zum Vermeiden von Undichtigkeiten ist auf mehrfache Weise ausgeführt worden. Stets jedoch sind Aufsätze aus feuerfesten Steinen von etwa 500 mm Höhe angewandt worden, die von oben in die Gußform eingesetzt werden. Man versuchte zunächst zum Ziele zu gelangen, indem man diese mit flüssigem Stahl gefüllten Aufsätze von außen wie einen Tiegel erhitzte, oder aber sie vor dem Guß erhitzte und nachher auf die Oberfläche des Stahles eine sehr heiße Masse, flüssige Schlacke oder hocherhitzten feuerfesten Sand, aufbrachte; nach dem neuesten Verfahren wird die Oberfläche mit Generatorgas geheizt[1]). Das erste Verfahren ist etwas umständlich, da man für jede Gußform einen mit Koks und Preßluft geheizten Sefström-Ofen nötig hat, der häufige Ausbesserungen erfordert, während das zweite nicht genügt, um den Block während einer hinreichend langen Zeit warm zu erhalten. Das einzige wirklich

Fig. 4. Verfahren von Ellis.

befriedigende Verfahren ist die an dritter Stelle genannte Heizung der Oberfläche mit Generatorgas; denn der dabei erzielte Blockverlust von 7 vH kann kaum noch verringert werden, da es zu schwierig ist, das Gewicht eines schweren Blockes vorher genauer zu berechnen.

Der erste Vertreter des ersten Verfahrens war J. D. Ellis in Sheffield. Die Einrichtung, Fig. 4, ist dem englischen Patent Nr. 4477/84 entnommen. Das zweite Verfahren ist in verschiedenen Werken seit etwa 30 Jahren ausgeführt worden. Das letzte Verfahren wurde vor 3 Jahren von

[1]) Vergl. auch Z. 1905 S. 1342.

J. Riemer[1]) in Düsseldorf erfunden; es ist in mehreren Werken mit befriedigenden Ergebnissen im Betriebe, ist einfach in der Anwendung und verursacht keine hohen Betriebskosten.

Da die Blöcke im Innern dicht sind, so bleibt noch die Frage, wie die Metalloide, deren Menge sehr gering ist, während des Erkaltens ausgeschieden werden können. In dieser Hinsicht ist es richtiger, die Gußform von oben zu speisen, als den Block zu verdichten; denn die Metalloide steigen stets nach oben und stoßen dann auf ihrem Wege auf reineres Metall, wodurch der Durchschnittsgehalt der Moleküle an Verunreinigungen herabgesetzt wird; auf diese Weise gibt auch die Qualität des oberen Teiles des Blockes den Abnehmern keinen Anlaß zu Klagen.

Fig. 5.

Wesentlich wichtiger ist es, die inneren Undichtheiten und die äußeren Unebenheiten bei Blöcken geringeren Gewichtes, von etwa 300 bis 4000 kg, zu vermeiden; denn diese bilden den Hauptanteil der Erzeugung, und ihr Gesamtgewicht ist vielleicht 5- bis 6 mal größer als das der schweren Blöcke; bei ihnen ist das Vermeiden der äußeren Fehlstellen um so wichtiger, als die meisten lediglich gewalzt werden, während es bei den großen Blöcken leicht ist, den übeln Einfluß dieser Mängel beim Ausschmieden zu beseitigen. Aus diesem Grunde sind Riemer und ich bemüht, den elektrischen Strom zum Heizen der feuerfesten Wände im Oberteil der Gußform und später der Oberfläche des Blockes zu verwenden. Diese Versuche sind noch nicht abgeschlossen, allein ich hoffe, binnen kurzem günstig darüber berichten zu können. Das Verfahren ist jedoch nur auf die gewöhnliche Gußform anwendbar, in welcher die äußeren Fehlstellen und ein gewisser Verlust am Block nicht zu vermeiden sind. Um diesen Verlust zu vermeiden, müßte man ununterbrochen in eine mit dem Block absteigende Gußform gießen, so daß der Einguß des Stahles immer dicht unter dem Gießloch der Pfanne bleibt; diese Form müßte außerdem lang genug sein, damit der Block für die nachfolgende Behandlung genügend abgekühlt würde. Ein solches Verfahren ist geschützt durch das D. R. P. 51217, Fig. 5. In der unter der Pfanne angeordneten Form *a* senkt sich entsprechend dem Metallzufluß ein Stempel. Die Wände der Form werden durch Wasser, das dem Hochbehälter *b* entnommen wird, gekühlt, so daß der Block beim Austritt aus der unteren Oeffnung genügend erstarrt ist. Er gelangt dann zum Ausgleich der Temperatur in eine Kammer *c* aus feuerfestem Stoff, in welcher die den Block umgebende Luft den Wärmeüberschuß aufnimmt; die Luft wird in dem mit Wasser umspülten Kühlbehälter *d* wieder abgekühlt. Der Block wird schließlich bei *e* auf Länge geschnitten. Bei dieser Einrichtung war allerdings noch der Fehler gemacht, eine feste Gußform anzuwenden, in der die Kruste des Blockes fortlaufend durch den Druck des darüber stehenden flüssigen Stahles zerstört wird. Einige Jahre später habe ich einer amerikanischen Firma Zeichnungen für ein anderes Verfahren geliefert; es wurde dabei eine zweiteilige Gußform benutzt, deren Hälften Ketten ohne Ende bildeten und sich in geneigter Lage bewegten, so daß der Stahl stets dicht an der Mündung eintritt und der Block schließlich auf die richtige Temperatur kommt, um in einem feuerfest ausgesetzten Rohr seine Wärme wie in den Gjersschen Gruben auszugleichen. Dieses Verfahren ist sehr brauchbar, allein es ist zweifelhaft, ob man die Betriebskosten genügend herabmindern kann, um den zu seiner Einführung erforderlichen Umbau der großen Stahlwerke zu rechtfertigen; ein solcher Umbau wird aber unvermeidlich werden, wenn meine jetzigen Versuche von Erfolg gekrönt sein werden, die darauf hinausgehen, ein Verfahren zu finden, durch welches die Blockwalzwerke überflüssig werden und die gegossenen Blöcke gleich auf das Fertigwalzwerk gelangen. Die bisherigen Versuche sind so günstig verlaufen, daß sich ein gutes Endergebnis erwarten läßt, und ich darf hoffen, bald über Erfolge berichten zu können.

[1]) Z. 1903 S. 1675.

Das Junkers-Kalorimeter als Heizwertanzeiger.

Von **Jos. C. Breinl**, Prag-Lieben.

Der in dieser Zeitschrift S. 923 erschienene Aufsatz von P. Meyer veranlaßt mich, aus gleichen Gründen die Ergebnisse einer Untersuchung mitzuteilen, die ich gelegentlich der Uebergabeversuche an einem von L. Láng in Budapest an das Ungarische Staatseisenwerk in Vajda-Hunyad gelieferten 1000 pferdigen Hochofen-Gichtgasgebläse im August v. J. ausgeführt habe.

Um den Unterschied der Versuchsergebnisse der Hempel-Bürette und des Junkers-Kalorimeters festzustellen, wurden zu gleicher Zeit Heizwertbestimmungen an einem mit Gichtgas gefüllten, sonst leeren Skrubber nach diesen beiden Verfahren unternommen.

Das Gas für die Bürette wurde während des Versuches mit dem Kalorimeter in einer Trockenflasche aufgefangen und sofort in der bekannten Weise analysiert. Dazu sei nur bemerkt, daß der CO-Gehalt in zwei nacheinander angewendeten, mit Kupferchlorür gefüllten Gaspipetten zum größten Teil absorbiert und der Rest mit dem H- und CH_4-Gehalt in Luftmischung verbrannt wurde. Die Analyse kann dann als genau angenommen werden, wenn die zur Verbrennung dieser drei Gasteile theoretisch nötige Sauerstoffmenge mit dem tatsächlichen Verbrauch übereinstimmt, was aus der Kontraktion und der nachträglichen Absorption von CO_2 und O rechnerisch genau ermittelt werden kann.

Die Analyse als Mittelwert von zwei Bestimmungen ergibt:

	Raumteile	oberer Heizwert	unterer Heizwert
CO_2	10,30		
O	0		
CO	27,97	853	853
H	1,52	46,5	39,2
CH_4	1,18	112,6	101,2
N	59,03		
	100,00	1012,1	993,4

Die angegebenen Heizwerte gelten für 1 cbm reinen und trocknen Gases bei 760 mm Luftdruck und 0° C.

Die kalorimetrische Untersuchung wurde in einem Apparat von Junkers in bekannter Weise durchgeführt. Gleich-

zeitig wurde auch das betreffende Gas in dem ebenfalls bekannten Martius-Apparat untersucht und der

Staubgehalt = 0,09 g/cbm
Wassergehalt = 19,00 »

gefunden. Letzterer entspricht bei der Temperatur von 26° C einer relativen Feuchtigkeit von 78,8 vH. Die Temperatur des Ein- und Ablaufwassers wurde nach je 3 ltr Gasverbrauch mit Thermometern von $^1/_{50}$ und $^1/_{10}$° Teilung gemessen, und die Differenz während eines Versuches betrug

für den Einlauf 0,01 bis 0,02° C,
» » Ablauf 0,17 » 0,30° ».

Die Gasuhr wurde nach dem Versuch kontrolliert, und es ergab sich, daß im Mittel 2,6 vH mehr hindurchgeflossen waren, als der Zeiger angegeben hatte.

Der äußere Luftdruck betrug 742,7 mm Hg, die relative Luftfeuchtigkeit 82,9 vH bei einer Lufttemperatur von 25,5° C, nach Angabe der unweit vom Maschinenhaus befindlichen meteorologischen Station.

Die betreffenden Versuchsangaben sind in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt.

Nr.	Temperatur in °C					Menge des		Heizwert
	Einlauf	Ablauf	Gas	Luft	Abgase	Gases ltr	Wassers g	WE/cbm
1	21,936	30,556	26	26	23,2	21	2304,2	945,8
2	21,946	30,417	26	26	23,4	21	2316,5	934,5
3	21,793	33,323	26	26	23,5	27	2195,2	938,0
							im Mittel =	939,4

Der berichtigte, auf den trocknen Normalzustand bezogene obere Heizwert ist also:

$$939{,}4 \frac{1{,}0}{1{,}026} \frac{760}{742{,}7 - 25 \cdot 78{,}8} \frac{299}{273} = 1055 \text{ WE.}$$

Ein Uebelstand, der hier nicht behoben werden konnte, bestand darin, daß die Abgase mit 23,4° C austraten und somit die zwischen 26 und 23,4° gelegene Eigenwärme ebenfalls an das Kühlwasser abgegeben haben. Dieser Fehler berechnet sich bei 200 vH Luftüberschuß zu 2,8 WE/cbm, die vom Heizwert abzuziehen sind.

Die noch übrig bleibende Differenz von 40,1 WE zwischen den beiden Endergebnissen ist zurückzuführen auf:

1) Ablesungsfehler;
2) etwaige Mängel der Thermometer, die nicht geeicht wurden;
3) das Gas hatte einen Staubgehalt von 0,09 g/cbm, wovon 10 vH Kohlenstoff sind, dessen Verbrennungswärme hier mitgemessen wurde; dieser verschwindend kleine Betrag fällt jedoch außer Betracht.

Das Hauptmerkmal des ausgeführten Versuches, das mich zu dieser Veröffentlichung veranlaßt hat, und auf welches ich mit Rücksicht auf die im Gange befindlichen Beratungen über Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungskraftmaschinen besonders hinweisen möchte, bestand darin, daß das Kalorimeter selbst nach stundenlangem Brennen gar kein Kondensationswasser abgab, so daß also nur der obere Heizwert bestimmt werden konnte. Die Erklärung hierfür ist bei dem verwendeten wasserstoffarmen Gas darin zu suchen, daß der in der Flamme sich bildende Wasserdampf im Kalorimeter wohl kondensiert, jedoch als Feuchtigkeit der im Ueberschuß eintretenden Luft und der Abgase ausströmt, wodurch insbesondre bei Verwendung von warmem Einlaufwasser und trockner Luft verhindert wird, daß er sich niederschlägt.

Der Beweis dieser Annahme kann mittels der Feuchtigkeitsverhältnisse des Ein- und Austrittzustandes geführt werden, wozu noch die Menge des Luftüberschusses aus einer Analyse der Abgase nachgerechnet werden müßte.

Für den beschriebenen Fall sind die angegebenen Feuchtigkeitszahlen nicht genügend stichhaltig, da sie nicht unmittelbar vor dem Verbrauchsorte gemessen wurden.

Das aus der Analyse berechnete Niederschlagwasser beträgt 31,3 g/cbm, also bei ungefähr 120 ltr/st Gasverbrauch im Kalorimeter 3,75 g/st. Diese Wassermenge kann, wenn die dem Kalorimeter zugrunde gelegten Voraussetzungen zutreffen, leicht und genau gemessen, in besondern Fällen jedoch nur teilweise oder, wie hier geschildert, gar nicht ermittelt werden, während die Untersuchung nach Hempel mit wässrigen Lösungen in den Pipetten unter allen Umständen eine den technischen Anforderungen genügende Genauigkeit bietet.

Vielleicht unternimmt es in gleicher Weise ein Maschinenlaboratorium, den Genauigkeitsgrad des Junkers-Kalorimeters für wasserstoffarme Gase näher zu beleuchten, wobei der Einfluß hoher Temperatur des Einlaufwassers und der Trockenheit der Verbrennungsluft als besonders ungünstig einwirkende Umstände zu untersuchen wäre. Die Zuverlässigkeit des Kalorimeters für normale Verhältnisse soll damit nicht angezweifelt werden.

Ich benutze die Gelegenheit, um beim Auffangen von Gas für analytische Zwecke auf die CO_2-Absorption des für gewöhnlich als Sperrflüssigkeit verwendeten Wassers hinzuweisen, die es angezeigt erscheinen läßt, das zu untersuchende Gas in den sogenannten Trockenflaschen oder über Mineralöl aufzunehmen. Zur Bestimmung der Größe dieser Absorption habe ich zwei verschiedene Gase zu gleichen Zeiten

1) in einem trocknen Gefäß,
2) über destilliertem, gesättigtem Wasser,
3) über einer 20prozentigen Kochsalzlösung

aufgefangen und nach verschiedenen Zeiten analysiert. Die Versuchsergebnisse zeigt die folgende Zahlentafel, deren Zahlen den CO_2-Gehalt des Gases nach der angegebenen Zeit in Raumteilen ausdrücken.

	trocken	destilliertes Wasser	Salzlösung
I. Heißes Gas von der Gicht des Hochofens.			
sofort analysiert	8,6	8,0	8,2
nach 24 st		7,0	7,8
» 48 »		6,8	7,6
II. Gewaschenes Gas aus dem Gasbehälter.			
sofort analysiert	8,2	8,0	8,0
nach 6 st		7,8	8,0
» 16 »		7,6	7,8
» 48 »		7,4	7,6

Vor jeder Analyse wurde die Sperrflüssigkeit mit dem Gas in der betreffenden Flasche gut durchgeschüttelt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 20. April 1905.

Chemnitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 6. September 1904.
Vorsitzender: Hr. Schreihage. Schriftführer: Hr. Schroeter.
Anwesend 27 Mitglieder und Gäste.

Hr. Ruppert spricht über die Herstellung einer metrischen Ur-Leitspindel als internationalen Maßes für das metrische Gewinde. Darauf macht er Mitteilungen über einen Schritt zur Anerkennung des Erfinders in den deutschen Patenturkunden.

Sitzung vom 4. Oktober 1904.
Vorsitzender: Hr. Schreihage. Schriftführer: Hr. Schroeter.
Anwesend 26 Mitglieder.

Der Vorsitzende widmet dem am 14. September 1904 verschiedenen Mitgliede Ernst Rößler einen warmempfundenen Nachruf. Die Anwesenden erheben sich zu Ehren des Verstorbenen.

Darauf erstattet Hr. Rohn einen Bericht über Vorstandsratsitzung und Hauptversammlung 1904 in Frankfurt a/M.

Derselbe Redner hält einen Vortrag: Betrachtungen über italienische Industrieverhältnisse. Wie er aus-

führt, zogen zur Zeit Leonardos da Vinci die Männer Italiens, die sich mit dem Studium der Technik befassen wollten, nach Norden über die Alpen; heute befinden sich in Italien so viele technisch bemerkenswerte Anlagen, daß künftig nicht nur die Künstler und Naturfreunde zu Studien nach Italien reisen werden, sondern auch die Ingenieure. Schon die Zugänge nach Oberitalien bieten mit ihren gewaltigen Brücken und Tunnelbauten staunenswerte Werke der modernen Technik. Infolge der unerschöpflichen Wasserkräfte findet besonders die elektrische Kraftübertragung ausgedehnteste Anwendung, und obwohl gegenwärtig Anlagen bis zu 40000 PS in Ausführung sind, harren doch noch Hunderttausende von Pferdestärken ihrer Erschließung.

In Italien hat sich die Technik nicht wie bei uns schrittweise entwickelt; in wenigen Jahren sind plötzlich große, nach den neuesten Erfahrungen mustergültig eingerichtete Anlagen entstanden, insbesondre in der Textilindustrie, aber auch zur Metall- und Holzbearbeitung, so daß Italien einmal als bedeutender Konkurrent auftreten wird, zumal neben den großen und billigen Naturkräften auch billige menschliche Arbeitskräfte vorhanden sind.

Ein weiterer Vorteil, den die italienische Industrie uns gegenüber genießt, ist, daß die Preise im allgemeinen sowie für Grund und Boden und Gebäude viel billiger sind; ferner fehlen noch die teueren Sicherheits- und Wohlfahrtseinrichtungen; auch die Abschreibungen werden geringer angesetzt.

Das alles ermöglicht, daß z. B. die Gestehungskosten für 1 kg 16er Baumwollgarn nur ungefähr den dritten Teil so hoch sind wie in Deutschland, oder daß eine Baumwollspindel, die bei uns rd. 70 ℳ kostet, in Italien schon für 55 frs geliefert werden kann. Daß die italienische Industrie noch nicht auf dem Weltmarkt hervortritt, liegt daran, daß hauptsächlich gewöhnliche Massenwaren gefertigt werden; für feinere Gegenstände fehlt den Arbeitern noch die Geschicklichkeit; z. B. ist die Seidenindustrie in Italien im Rückgang, da sie neben Geschick viel Anpassung an den Geschmack verlangt.

Im Errichten von Schulen und Schaffen volkswirtschaftlicher Einrichtungen sucht man Deutschland nachzuahmen. Die Arbeiter sind überaus bedürfnislos, aber leicht erregbar. Die im Ausland arbeitenden Italiener bringen zum Teil verworrene sozialistische Gedanken mit nach der Heimat, und da in einem Hause häufig fünfzig und mehr Familien wohnen und sich das ganze Leben gemeinsam auf den Höfen und Straßen abspielt, so ist es sehr leicht, die heißblütigen Arbeiter zu entflammen. Daraus erklären sich die häufigen Unruhen und Straßenauftritte, die allerdings meistens ebenso rasch aufhören, wie sie entstehen.

Zum Schluß seiner Ausführungen gibt der Vortragende, der während des über ganz Italien ausgedehnten, vom 12. bis 15. September 1904 währenden Ausstandes in Oberitalien geweilt hat, eine Schilderung jener gewaltigen Unruhen.

Sitzung vom 8. November 1904.
Vorsitzender: Hr. Schreihage. Schriftführer: Hr. Schroeter.
Anwesend 97 Mitglieder und Gäste.

Hr. Prof. Dr. Müller (Gast) spricht über Radium[1]).

Sitzung vom 6. Dezember 1904.
Vorsitzender: Hr. Schreihage. Schriftführer: Hr. Schroeter.
Anwesend 24 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende erstattet den Jahresbericht des Bezirksvereines. Darauf werden die Wahlen zum Vorstand und zum Vorstandsrat vollzogen. Schließlich berichtet der Vorsitzende über die vom 22. bis 24. November 1904 in Berlin veranstaltete Ausstellung zum 25jährigen Stiftungsfeste des dortigen Elektrotechnischen Vereines.

Eingegangen 17. April 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 21. Februar 1905.
Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.
Anwesend 75 Mitglieder und 10 Gäste.

Hr. Pöhn macht Mitteilungen über den Diesel-Motor. Er bespricht die geschäftliche Entwicklung und die theoretischen Grundlagen des Diesel-Motors und geht näher auf seine Vorzüge gegenüber andern Verbrennungsmotoren ein.

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 992.

Eingegangen 14. April 1905.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. März 1905.
Vorsitzender: Hr. Veith. Schriftführer: Hr. Bohnstedt.
Anwesend 19 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Stellter spricht über

die Entwicklung der deutschen Schiffbauindustrie.

Vor einigen Jahren hat das Reichs-Marineamt einen Ausschuß mit der Aufgabe betraut, die gesamten Verhältnisse der Schiffbauindustrie zu untersuchen. Die Ergebnisse haben Oberbaurat Schwarz und Prof. von Halle in dem Werk: »Die Schiffbauindustrie in Deutschland und im Auslande«[1]) veröffentlicht. Dieses Buch sowie ein Vortrag von Prof. von Halle in der Schiffbautechnischen Gesellschaft haben dem Vortragenden als Anregung und im wesentlichen als Quelle gedient, während die Zahlenwerte fast durchweg den Veröffentlichungen des Kaiserlichen Statistischen Amtes entnommen sind. Diese Angaben sind bisher nicht im Interesse der deutschen Schiffbauindustrie gemacht worden, sondern sie beziehen sich auf die Entwicklung der deutschen Handelsflotte. Deshalb fehlen manche Angaben, die für den Schiffbauer Wert haben; trotzdem sind die Zahlen für die Vergleiche andern Quellen vorzuziehen, da sie wenigstens stets auf denselben Grundlagen beruhen.

Ein weiterer Mangel der Angaben ist, daß die Größe der Schiffe bis zum Jahr 1896 nur in Netto-Reg.-Tons angegeben ist. Der Netto-Reg.-Ton ist aber eine veränderliche Größe, die von den verschiedensten Umständen abhängt; deshalb erscheint sie für statistische Zwecke ungeeignet. Eine ausführliche Begründung hierfür gibt der schwedische Vermessungsingenieur Isakson in einem Aufsatz: »Die gegenwärtige unbefriedigende Vergleichstatistik der Handelsflotten«[2]). Für den Schiffbauer hat diese Frage insofern große Wichtigkeit, als jeder Reeder Wert darauf legen muß, ein möglichst großes Schiff bei recht kleinem Netto-Raumgehalt zu bekommen, weil sich die meisten Abgaben und Gebühren nach dessen Größe richten. Der Konstrukteur hat also die Aufgabe, die Vermessungsbestimmungen so gut wie möglich auszunutzen. Der Schiffbauer braucht aber für Vergleiche neben dem Netto-Raumgehalt auch den Brutto-Raumgehalt. Die deutsche Statistik trägt deshalb seit dem Jahr 1896 diesem Bedürfnis Rechnung.

Das Studium der statistischen Aufzeichnungen führt zu der Erkenntnis, daß die deutsche Schiffbauindustrie in ihrem Gedeihen von der Lieferung für das Inland abhängig war und auch noch heute abhängig ist. Deshalb bespricht der Vortragende zunächst die Entwicklung des deutschen Seehandels und der deutschen Handels- und Kriegsflotte. Diese Entwicklung ist in Fig. 1 und in Zahlentafel 1 dargestellt. Die Linie des deutschen Seehandels zeigt, daß der Raumgehalt der in den deutschen Häfen ein- und ausfahrenden Schiffe mit geringen Ausnahmen Jahr für Jahr zugenommen hat, und in dem Zeitraum von 1873 bis 1902 von 12,3 Mill. auf 39,9 Mill. gestiegen ist. An dieser Vermehrung sind die verschiedenen Häfen allerdings nicht gleichmäßig beteiligt, sondern in den Nordseehäfen hat der Verkehr bedeutend mehr zugenommen als in den Ostseehäfen. Der Anteil der deutschen Schiffe an dem Verkehr hat erfreuliche Fortschritte gemacht; denn während er 1870 bis 1880 etwa 45 vH betrug, beläuft er sich heute auf rd. 59 vH. In England beträgt dieser Prozentsatz rd. 66 vH, während er in den Vereinigten Staaten rd. 17 vH erreicht. Dieser Fortschritt war natürlich nur durch eine starke Vermehrung und Vergrößerung der deutschen Handelsflotte sowie durch Uebergang vom Segelbetrieb zum Dampfbetrieb zu erreichen.

Der Raumgehalt der gesamten Handelsflotte ist im Laufe der Jahre von 982355 Netto-Reg.-Tons auf 2322045 Netto-Reg.-Tons gestiegen. Eine zeitweilige Abnahme zeigen nur die Jahre 1885 bis 1889, denn die Verminderung des Netto-Raumgehaltes 1996 und 1897 ist nur eine scheinbare, hervorgerufen durch neue Vermessungsbestimmungen, nach denen der Netto-Raumgehalt der deutschen Dampfer um etwa 18 vH kleiner wurde. Diese Vermehrung allein gibt jedoch noch kein richtiges Bild von der vergrößerten Leistungsfähigkeit, denn dafür ist das Verhältnis maßgebend, in dem Segler und Dampfer zum Ganzen stehen.

Im Jahre 1871 hatten die Segler noch einen weiten Vorsprung vor den Dampfern und behaupteten ihn auch bis 1880; dann sinkt der Raumgehalt der Segler langsam aber stetig bis zum Jahre 1898, und von da an macht sich ein gewisser Still-

[1]) s. Z. 1902 S. 1405.

[2]) Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1904.

Fig. 1.[1] Entwicklung der deutschen Schiffahrt.

B.R.T. = Brutto-Reg.-Tons
N.R.T. = Netto-Reg.-Tons
D.T. = Wasserverdrängung in Tonnen

[1]) Die Kurven für den Seeverkehr sind gegenüber den anderen in 10fach verkleinertem Maßstab aufgetragen.

Zahlentafel 1.
Anteil der Haupthäfen am Gesamtverkehr.

1873		1902	
Ort	Netto-R.-T.	Ort	Netto-R.-T.
Hamburg	3 713 908	Hamburg	17 129 416
Bremerhaven	1 416 420	Bremerhaven	2 961 658
Stettin	1 020 408	Stettin	2 497 328
Neufahrw.-Danzig	738 546	Bremen	2 133 886
Pillau	712 494	Neufahrw.-Danzig	1 340 824
Lübeck	588 296	Kiel	1 125 492
Königsberg	507 280	Lübeck	1 068 616
Kiel	441 660	Saßnitz	979 864
Memel	349 706	Königsberg	839 482
Geestemünde	345 728	Geestemünde	753 086
Swinemünde	251 628	Emden	677 644
Flensburg	247 170	Cuxhaven	673 100
Brake	180 302	Rostock	615 452
Tönning	125 744	Swinemünde	598 276
Altona	123 360	Brake	454 172
Papenburg	120 330	Memel	452 148
Rostock	100 914	Altona	434 892
Stralsund	87 806	Flensburg	397 832
Bremen	86 866	Kratzwiek	390 200
Leer	83 092	Pillau	377 422
Emden	65 758	Köln	245 400
Harburg	59 386	Wismar	227 904
		Düsseldorf	224 600
		Nordenham	191 116
		Blumenthal	116 000
zusammen	11 366 752	zusammen	36 905 810

stand bemerkbar. Eine Prüfung der heutigen Seglerflotte auf ihren inneren Wert hat aber das Ergebnis, daß sie trotz des Rückganges des Raumgehaltes an Leistungsfähigkeit zugenommen hat; denn die Durchschnittsgröße ist etwas gewachsen und das Durchschnittsalter ist ungefähr dasselbe geblieben, woraus sich ergibt, daß die alten Segler fortwährend durch neue und größere ersetzt werden. Die guten wirtschaftlichen Ergebnisse, welche die Hamburger und Bremer Reedereien mit den neuen Riesenseglern erzielen, scheinen ebenfalls dafür zu bürgen, daß das Segelschiff auch in Zukunft seinen Platz behaupten wird. Die Durchschnittsgröße der heutigen Segler beträgt 250 Brutto-Reg.-Tons, das Durchschnittsalter etwa 20 Jahre.

Das eigentliche Rückgrat der heutigen Handelsflotte bilden aber doch die Dampfer. 1871 betrug der Raumgehalt der gesamten deutschen Dampfer nur rd. 82000 Reg.-Tons, dann stieg er, erst langsam, dann immer schneller, bis auf 1739690 Netto- bezw. 2839927 Brutto-Reg.-Tons im Jahre 1904. Diese Zahlen stellen aber nur die Vergrößerung dem Raumgehalt nach dar; die Leistungsfähigkeit hängt noch von verschiedenen andern Umständen ab, unter denen die Geschwindigkeit und die verbesserten Einrichtungen zum Löschen und Einnehmen der Ladung die größte Rolle spielen. Die Durchschnittsgröße der Dampfer ist von 810 auf 1771 Brutto-Reg.-Tons gestiegen, das Durchschnittsalter der heutigen Dampfer beträgt 12 Jahre.

Der Besitz an Schiffen ist in der Weise auf die verschiedenen Häfen verteilt, daß Hamburg über die Hälfte der deutschen Handelsflotte besitzt; dann folgt Bremen in einem weiten Abstande mit einem Viertel, und in den Rest teilen sich die übrigen Häfen.

Der Raumgehalt der Flußfahrzeuge weist ebenfalls eine erhebliche Vergrößerung auf; ihr gesamter Raumgehalt ist sogar größer als bei den Seeschiffen; hinsichtlich der Zusammensetzung überwiegen aber die Segelfahrzeuge ganz bedeutend. Der Verkehr auf den deutschen Binnenwasserstraßen, die zurzeit eine Länge von 14366 km haben, betrug 1902 etwa 58 Mill. t gegen 10 Mill. im Durchschnitt der Jahre 1876 bis 1878.

Die Vermehrung der deutschen Kriegsflotte ist das letzte Glied der Kette; sie war eine notwendige Folge der Gründung des Deutschen Reiches und wurde durch den Flottengründungsplan von 1873 gesetzlich festgelegt. Dementsprechend steigt der Raumgehalt der deutschen Kriegsflotte bis zum Jahre 1883 ziemlich stark; dann wird die Vermehrung langsamer, denn das Gesetz war erfüllt, und inzwischen hatten sich die Torpedoboote das Feld erobert; gleichzeitig war man aus Sparsamkeitsrücksichten zu den Küstenpanzern übergegangen, die nur eine geringe Verdrängung haben. Die Jahre 1893 und 1894 bringen durch das Brandenburg-Geschwader wieder einen größeren Zuwachs, aber den dauernden Fortschritt erkennt man erst als Folge der Flottengesetze von 1898 und 1900.

Die deutsche Schiffbauindustrie stammt aus der Mitte des vorigen Jahrhunderts; denn so lange es sich nur darum handelte, Segelschiffe zu bauen, bei denen der Baustoff fast ausschließlich Holz war, hatte der Schiffbau nur die Kennzeichen eines Gewerbes, und erst die Notwendigkeit, bei dem Bau von Dampfern zu Eisen überzugehen, rief die Umwandlung hervor. Die Anfänge des deutschen Eisenschiffbaues sind an der Ostsee zu finden. Die Werften von Klawitter und Devrient in Danzig, Schichau in Elbing, Früchtenicht & Brock — der spätere Vulcan — und Möller & Holberg in Stettin bauten die ersten eisernen Dampfer. 1855 nahm auch in Hamburg die damalige Godefroysche Werft, heute die Reiherstieg-Schiffswerft einen solchen Dampfer in Arbeit. Diese Versuche blieben jedoch zunächst vereinzelt; eine zusammenhängende Tätigkeit begann erst Ende der 60er Jahre, und in diese Zeit fällt auch die Gründung verschiedener größerer Werften sowie der endgültige Uebergang der meisten bestehenden zum Eisenschiffbau.

In den ersten Jahren hatten die Werften neben andern Schwierigkeiten, die sich aus der Neuheit der ganzen Sache ergaben, beim Bau von Handelsdampfern ganz besonders mit dem Wettbewerb des Auslandes zu kämpfen, und bei manchen Werften war es hauptsächlich die Beschäftigung mit dem Bau von Kriegsschiffen, welche über diese ersten Gefahren hinweghalf. Im Jahre 1879 wurde dann durch die Einführung der Zollfreiheit für alle zum Seeschiffbau bestimmten Materialien die Möglichkeit geschaffen, billigere Rohstoffe zu verarbeiten; damit war die Wettbewerbfähigkeit der deutschen Werften gehoben, und schon 1882 entstanden die beiden ersten größeren Personendampfer »Rhätia« auf der Reiherstieg-Werft und »Rugia« auf dem Vulcan. Einen weiteren Fortschritt in der Entwicklung brachte die Annahme des Dampfersubventionsgesetzes vom Jahre 1885, in das auf Anregung des Reichstages die Bestimmung aufgenommen wurde, daß die neuen Dampfer, welche für die subventionierten Linien zu bauen waren, deutschen Werften in Auftrag gegeben werden müßten. Der Vulcan in Stettin ging aus dem Wettbewerb um diese Dampfer als Sieger hervor, und der technische Erfolg war vollständig. Er kam aber auch den andern deutschen Werften zu gute, denn die Folge war, daß die großen Reedereien immer mehr in Deutschland bestellten und dadurch den Werften Gelegenheit gaben, ihre Leistungen zu verbessern. Mit dem Schnelldampfer »Fürst Bismarck« lieferte der deutsche Schiffbau den vollgültigen Beweis dafür, daß er den Wettbewerb mit dem englischen Schiffbau in jeder Beziehung aufnehmen kann, und er hat die erste Stelle im Schnelldampferbau bisher auch erfolgreich behauptet.

Der vermehrten Nachfrage entsprechend, entstanden anfangs der 90er Jahre die neuen Werften von Schichau in Danzig und des Bremer Vulcan in Vegesack, 1903 die Nordseewerke Emden. Andre Werften, wie Blohm & Voß und die Reiherstieg-Werft in Hamburg, die Weser A.-G. in Bremen, die Germania und die Howaldtswerke in Kiel, Tecklenborg, Seebeck und Rickmers in Bremerhaven, Neptun in Rostock und

die Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft in Flensburg, erweiterten ihre Betriebe in großem Maßstabe. Deutschland hat also heute eine Anzahl gut ausgerüsteter und gut eingearbeiteter Werften, die sehr wohl imstande sind, jede Aufgabe erfolgreich zu lösen.

Eine ähnliche Entwicklung hat sich im deutschen Kriegsschiffbau vollzogen; der Kreis der Werften, die dabei miteinander in Wettbewerb traten, war allerdings von vornherein kleiner. Neben den drei kaiserlichen Werften, unter denen die Danziger als der Ausgangspunkt des deutschen Kriegsschiffbaues bezeichnet werden muß, kamen anfangs nur Germania, Weser, Schichau und Vulcan in Betracht. Zu diesen gesellten sich im Laufe der Jahre noch einige andre Werften, so daß sich heute 7 Privatwerften mit dem Bau von Kriegsschiffen für das Inland und das Ausland beschäftigen. Einen Vergleich der Leistungen mit denen des Auslandes brauchen die deutschen Werften auch im Kriegsschiffbau nicht zu scheuen.

Fig. 2.

Entwicklung des deutschen Schiffbaues.

Auf die Entwicklung des Flußschiffbaues einzugehen, versagt sich der Vortragende, da die Behandlung dieses Gegenstandes zu viel Zeit in Anspruch nehmen würde.

Ueberblickt man die bisherige Tätigkeit des deutschen Schiffbaues, so bestätigt sich, daß sein Schwergewicht in der Lieferung für das Inland lag; trotzdem war er stets bemüht, sich auch im Ausland ein Absatzgebiet zu schaffen. Im Handelsschiffbau ist es aber nur wenigen Werften gelungen, fortlaufende Beziehungen zum Auslande zu unterhalten, während die andern nur vereinzelte Aufträge erhielten. Als Kunden kamen hauptsächlich Rußland, Dänemark, Schweden und Norwegen in Betracht. In den letzten Jahren war ein kleiner Fortschritt zu bemerken, und die Lieferung für das Ausland macht heute etwa 10 bis 14 vH der Jahresleistung aus.

Im Kriegschiffbau findet man ein etwas besseres Ergebnis. Die Torpedoboote von Schichau wirkten hier bahnbrechend und trugen wesentlich dazu bei, die guten Leistungen des deutschen Schiffbaues in der ganzen Welt bekannt zu machen. Den Torpedobooten folgten deshalb bald größere Aufträge, an denen auch andre Werften teilnahmen, so daß deutsche Werften außer rd. 300 Torpedobooten 27 Kriegsschiffe mit rd. 78000 t Wasserverdrängung und rd. 180000 PSi an das Ausland geliefert haben.

Eine Zusammenfassung der gesamten bisherigen Entwicklung des deutschen Schiffbaues ergibt, daß alle beteiligten Kreise mit dem erzielten Fortschritt zufrieden sein dürfen, weil er in der kurzen Zeit von 30 Jahren erreicht ist, und weil gerade der Schiffbau große und vielseitige Anforderungen stellt.

Die geschichliche Entwicklung ist in Fig. 2 dargestellt. Die Figur zeigt außer den Leistungen des deutschen Handels- und Kriegsschiffbaues noch den Bedarf der deutschen Handelsflotte an Schiffsräumen und die Leistungen des ausländischen Schiffbaues für deutsche Rechnung. Aus den beiden letzteren Werten ersieht man, daß es den deutschen Werften bisher noch nicht annähernd gelungen ist, den einheimischen Bedarf zu decken, sondern daß der ausländische Wettbewerb immer noch eine bedeutende Rolle spielt. In den Jahren 1890 und 1896 vermochte dieser sogar den deutschen Schiffbau in die zweite Stelle zu drängen. Dann ändert sich allerdings die Sachlage, und es tritt ein unverkennbarer Umschwung zugunsten der deutschen Werften ein; eine Verdrängung des Auslandes war aber noch nicht möglich, und auch die eigene Leistung für ausländische Rechnung ist viel kleiner als die des Auslandes für deutsche Rechnung.

Die Linie des deutschen Kriegsschiffbaues läuft etwas stetiger als die des Handelsschiffbaues, und man sieht, daß bis zum Anfang der 90er Jahre der Kriegsschiffbau einen wesentlichen Teil des Ganzen bildet; dann bleibt er aber hinter dem Handelsschiffbau zurück, wenn er auch in seinen Leistungen ebenfalls stark wächst.

Ein weiteres Feld, auf dem die deutschen Werften noch manche schwierige und meistens auch lohnende Arbeit geleistet haben, ist das Gebiet der Umbauten und Reparaturen; zuverlässige Angaben lassen sich darüber aber nicht machen.

Die Tatsache, daß die Leistungen der deutschen Werften bisher stets hinter dem Bedarf zurückgeblieben sind, regt natürlich die Frage an, ob es für sie unmöglich war, die vorhandene Nachfrage zu decken. Um diese Frage beantworten zu können, hat der Vortragende die Leistungen von 30 Seeschiffswerften aus den Jahren 1898 bis 1904 nach einer Veröffentlichung des Vereines deutscher Schiffswerften zusammengestellt. Neben den Gesamtleistungen und den Durchschnittsleistungen, die sich ja nach den erteilten Aufträgen richteten, sind die größten Jahresleistungen der einzelnen Werften aus dieser Zeit angegeben, und zwar getrennt für den Handelsschiffbau, den Kriegsschiffbau und die Maschinenleistung. Da man annehmen darf, daß die Werften imstande sind, die größten Jahresleistungen auch dauernd zu erzielen, so ergibt die Summe eine einwandfreie Darstellung von der augenblicklichen Leistungsfähigkeit der deutschen Werften, um so mehr, als einige der größten Werften in diesen Jahren im Handelsschiffbau nur geringe Tonnenzahlen als Höchstleistung aufweisen.

Die Summe gibt als jährliche Leistungsfähigkeit

rd. 330000 Brutto-Reg.-Tons im Handelsschiffbau,
rd. 118000 t Wasserverdrängung im Kriegsschiffbau,
rd. 471000 PSi im Schiffsmaschinenbau.

Der Durchschnitt des Bedarfes aus dieser Zeit betrug:

rd. 348000 Brutto-Reg.-Tons im Handelsschiffbau,
rd. 50000 t Wasserverdrängung im Kriegsschiffbau.

Bedarf und Leistungsfähigkeit sind also im Handelsschiffbau fast gleich; nimmt man den Bedarf der einzelnen Jahre, so findet man, daß er nur in den Jahren 1900 und 1901 größer war als die Leistungsfähigkeit. Im Kriegsschiffbau dagegen ist die Leistungsfähigkeit erheblich größer als der Bedarf, wozu allerdings zu bemerken ist, daß in den Leistungen die der kaiserlichen Werften mit enthalten sind. Es hat nach dieser Aufstellung den Anschein, als wenn die deutschen Werften heute sehr wohl in der Lage sein würden, auch hinsichtlich der Menge der Nachfrage vollständig zu genügen.

Hand in Hand mit dem Wachsen und Gedeihen der deutschen Schiffbauindustrie ging auch das Aufblühen ihrer Hülfsindustrien, wobei sich besonders die elektrischen Werke durch außerordentliche Leistungen auszeichnen. Die deutsche Klassifikations-Gesellschaft Germanischer Lloyd hat ihre Organisation bedeutend vergrößert, durch Neubearbeitung und Verbesserung der Bauvorschriften den veränderten Verhältnissen Rechnung getragen und dadurch auch zum allgemeinen Fortschritt beigetragen. Verschiedene Schleppversuchsanstalten sorgen dafür, daß der Konstrukteur Gelegenheit hat, den Entwurf seiner Schiffslinien einer Nachprüfung zu unterziehen. Der Staat endlich hat durch Vermehrung der wissenschaftlichen Lehranstalten dafür gesorgt, daß der erforderliche Nachwuchs an Ingenieuren und Technikern herangebildet werden kann.

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Jahrbuch der Automobil- und Motorboot-Industrie. Zweiter Jahrgang. Im Auftrage des Deutschen Automobil-Verbandes herausgegeben von Ernst Neuberg. Berlin 1905, Boll & Pickardt. 526 S. 4° mit 867 Fig. und 1 Tafel.

Der vorliegende Jahrgang enthält größere Abhandlungen über Motorzweiräder, über Motorluftschiffe, über die Beleuchtung der Motorwagen und über Werkzeugmaschinen für die Automobilindustrie; die Aufsätze über die schon im ersten Jahrgang besprochenen Gegenstände sind auf das in dem vergangenen Jahre neu Hinzugekommene beschränkt und recht knapp gehalten. Was schon im vorigen Jahre gegen die Aufnahme der Motorboote gesagt worden ist, kann ebenso hier gegen die Luftschiffe gelten: sie sind nicht in das Gebiet der Motorwagentechnik einzubeziehen. Dagegen vermißt man manches, was viel eher hierher gehört hätte: kein Wort über Eisenbahnmotorwagen, über Motordroschken, über Omnibusse usw. Auch die Abbildungen sind nicht besser geworden, immer noch mehr Schaubilder als Wiedergaben von Strichzeichnungen. Es scheint, als ob das Buch mehr für den »Automobilisten« als für den Motorwagentechniker bestimmt sei.

A. Heller.

Die maschinellen Hülfsmittel der chemischen Technik. 3. Auflage. A. Parnicke, Frankfurt a/M. 505 S. mit 426 Fig. Leipzig, M. Heinsius Nachfolger. Preis 14 *M*.

Dem in die Praxis eintretenden Chemiker will der Verfasser ein Führer auf dem maschinentechnischen Gebiet sein. Er hat in dieser Absicht das über die vielseitig gestaltete Einrichtung der chemischen Fabriken Wissenswerte zusammengefaßt und in gedrängter Form zu einem Ganzen vereinigt. Ein für seinen Zweck reiches Figurenmaterial unterstützt die lebendige Darstellung. Einzelne Strichätzungen könnten sorgfältiger ausgeführt sein.

Die Neuordnung des Wasser- und Elektrizitätsrechtes in der Schweiz. Kritik und Vorschläge von Dr. Emil Klöti, Direktions-Sekretär in Zürich. 37 S. 8°. Zürich 1905, Verlag: Art. Institut Orell Füßli. Preis 80 Pfg.

Entwerfen und Berechnen von Heizungs- und Lüftungsanlagen. Dritte Auflage. Von Otto Wieprecht. Halle a/S. 1905, C. Marhold. 126 S. mit 12 Fig. und 1 Figurentafel. Preis 3 *M*.

Weltall und Menschheit. Naturwunder und Menschenwerke. Geschichte der Erforschung der Natur und Verwertung der Naturkräfte. Von Hans Kraemer. Heft 85 bis 90. Berlin, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. Preis pro Heft 60 Pfg.

Die Werktätigkeit der Vorzeit, die ersten Anfänge gewerblicher Tätigkeit in den frühesten Kulturepochen der Menschheit, wie unsre Urahnen sich die ersten Steinwerkzeuge schufen, wie sie sich Geräte und Waffen für Fischfang und Jagd ersannen, wie die Töpferei entstand, wird an Hand der Fundstücke aus vorgeschichtlicher Zeit geschildert.

Die Entstehung und Entwicklung der Weltkörper. Betrachtungen eines Ingenieurs. Von Ernst Lieckfeldt. Sonderabdruck aus der Illustrierten Zeitschrift für Astronomie und verwandte Gebiete »Das Weltall« 1905 Heft 9 bis 11. Treptow 1905. C. A. Schwetschke & Sohn. 27 S. Preis 1 *M*.

Taschenbuch der praktischen Photographie. Ein Leitfaden für Anfänger und Fortgeschrittene. 13. und 14. Aufl. Von Dr. E. Vogel. Berlin 1905, G. Schmidt. 327 S. mit 122 Fig., 14 Figurentafeln und 20 Bildvorlagen. Preis 2,50 *M*.

Denkschrift über die Verbesserung der Schiffbarkeit der bayerischen Donau und über die Durchführung der Großschiffahrt bis nach Ulm. Von E. Faber. Herausgegeben von dem Vereine für Hebung der Fluß- und Kanalschiffahrt in Bayern. München 1905, R. Oldenbourg. 129 S. 4° mit 8 Kartenbeilagen.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Von H. Dubbel. Berlin 1905, Julius Springer. 437 S. 8° mit 388 Fig. Preis 10 *M*.

Lehrbuch der Mechanik in elementarer Darstellung für technische Mittelschulen und höhere Lehranstalten, insbesondre zum Selbstunterricht mit Rücksicht auf die Zwecke des praktischen Lebens. Als fünfte Auflage der Einleitung in die Mechanik. Von H. B. Lübsen, bearbeitet von Prof. D. A. Donadt. Leipzig 1905, Fr. Brandtstetter. 615 S. mit 227 Fig. Preis 9 *M*.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Bauwesen. Büsing, F. W., und C. Schumann. Der Portland-Zement und seine Anwendungen im Bauwesen. 3. Aufl. Berlin 1905. Deutsche Bauzeitung. Preis 9 *M*.

– Twelvetrees, W. N. Concrete steel. Treatise on the theory and practice of reinforced concrete construction. London 1905. Whittacker. Preis 7,20 *M*.

Bergbau. Bergwerksinspektion, Die, in Oesterreich. Berichte der k. k. Bergbehörden über ihre Tätigkeit im Jahre 1901 bei Handhabung der Bergpolizei und Beaufsichtigung der Bergarbeiterverhältnisse. Veröffentlicht vom k. k. Ackerbauministerium. 10. Jahrg. 1901. Wien 1905. Hof- und Staatsdruckerei. Preis 6 *M*.

– Lozé, E. Les mines et la métallurgie à l'Exposition du Nord de la France (Arras 1904). Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 18 *M*.

Brücken, Steinerne. Dewitz, Herm. Statische Untersuchung und Beschreibung einer Betonbogenbrücke mit Granitgelenken. Hannover 1905. Helwing. Preis 1,50 *M*.

Chemie. Chemische Industrie. Brühl, Jul. Wilh. Die Entwicklung der Spektrochemie. Vortrag. Berlin 1905. J. Springer. Preis 1 *M*.

– Krone, Herm. Ueber radioaktive Energie vom Standpunkte einer universellen Naturanschauung. Mit einem Anhang: Licht. Die Rolle des Lichts in der Genesis. Halle 1905. W. Knapp. Preis 1 *M*.

– Lorentz, H. A. Ergebnisse und Probleme der Elektronentheorie. Vortrag. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 1,50 *M*.

– Minet, A. Le four électrique, son origine, ses transformations et ses applications. 1. Heft. Paris 1905. Hermann. Preis 5 *M*.

Dampfkraftanlagen. Bantlin, A. Amerikanische Dampfturbinen. Erweiterter Vortrag. Stuttgart 1905. Kröner. Preis 3 *M*.

– Coudert, M. Handleiding voor den chauffeur-werktuigkundige, bewerkt door A. S. Ramondt. s'Gravenhaage 1905. Segboer. Preis 1,25 *M*.

– Dietrich, Max. Die Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin. Die Riedler-Stumpf- und die Curtis-Turbine. Rostock 1905. J. C. E. Volckmann. Preis 1,50 *M*.

– Heck, R. C. H. The steam engine and other steam motors. Bd. I. London 1905. Paul, Trübner & Co. Preis 16,80 *M*.

– Powles, H. H. P. Steam boilers, their history and development. London 1905. Constable. Preis 28,80 *M*.

– Tennant, W. J. The compound engine. London 1905. P. Marshall. Preis 8 *M*.

– Walckenaer, C. Revue périodique des accidents d'appareils à vapeur (2. article). Paris 1905. Vve. Dunod.

– Wickersheimer, E. Étude théorique et pratique sur la vaporisation. Méthode pour augmenter le rendement des générateurs à vapeur. 2. Aufl. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 3,50 *M*.

Eisenbahnwesen. Brosius, J., und R. Koch. Die Schule des Lokomotivführers. 11. Aufl. 1. Abtlg. Der Lokomotivkessel und seine Armatur. Wiesbaden 1905. J. F. Bergmann. Preis 3,60 *M*.

– Ebeling, H. Westinghouse-Bremse, Schleifer-Bremse, Knorr-Bremse. Berlin 1905. Lenz & Co. Preis 0,65 *M*.

– Eisenbahn-Statistik, Schweizerische, für das Jahr 1903. Herausgegeben vom schweizerischen Post- und Eisenbahndepartement. Bern 1905. H. Körber. Preis 4 *M*.

– Ottone, G. Trazione a vapore sulle ferrovie elettriche. Mailand 1905. Manuali Hoepli. Preis 4,50 *M*.

Eisenhüttenwesen. Mehner, Herm. Ueber Gleichgewichtszustände bei der Reduktion der Eisenerze. Eine Einführung in die neuere Physiko-Chemie für praktische Techniker. (Sonderdr.) Berlin 1905. Simion Nachf. Preis 1,50 *M*.

Eisenkonstruktionen. Cros, Raymond. Charpentes en fer et en acier. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 100 *M*.

– Schimpff, Gust. Trägertabelle. Zusammenstellung der Hauptwerte der von deutschen Walzwerken hergestellten I- und C-Eisen. München 1905. Oldenbourg. Preis 2 *M*.

– Vianello, Luigi. Der Eisenbau. Handbuch für den Brückenbauer und den Eisenkonstrukteur. München 1905. Oldenbourg. Preis 17,50 *M*.

Elektrotechnik. Anlage Gromo-Nembro, die erste Kraftübertragung in Europa zu 40000 V. Brown, Boveri & Co.-Aktiengesellschaft, Baden. Berlin 1905. Julius Springer in Komm. Preis 1,60 *M*.

Elektrotechnik. Bekanntmachung über Prüfungen und Beglaubigungen durch die elektrischen Prüfämter. Nr. 7 bis 9. Berlin 1905. Julius Springer. Preis je 0,30 *M*.

— Bermbach, W. Die Akkumulatoren, ihre Theorie, Herstellung, Behandlung, Verwendung mit Berücksichtigung der neueren Sammler. Leipzig 1905. O. Wigand. Preis 3 *M*.

— Escard, Jean. Les fours électriques et leurs applications industrielles. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 18 *M*.

— Friese, Rob. M. Das Porzellan als Isolier- und Konstruktionsmaterial in der Elektrotechnik (mit besondrer Berücksichtigung des Leitungsbaues). Im Auftrage der Porzellanfabrik Hermsdorf-Klosterlausnitz. Berlin 1905. Julius Springer in Komm. Preis 7 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Dampfkraftanlagen.

Mesure de la quantité d'eau entrainée par la vapeur des générateurs. Von Emanaud. (Génie civ. 12. Aug. 05 S. 245/47*) Kurze Erörterung der bisher bekannten Verfahren. Das Verfahren des Verfassers beruht darauf, den Salzgehalt des Kondensates mit dem des Kesselinhaltes zu vergleichen, weil das im Kondensat enthaltene Salz nur durch das vom Dampf mitgerissene Wasser hineingelangen kann.

Test of a 1000 KW turbo-generator under service conditions. (Eng. Rec. 29. Juli 05 S 134) Westinghouse-Parsons-Turbine der Hartford Electric Light Co. von 1800 Uml./min. Versuchsergebnisse.

Eisenbahnwesen.

Thomas's central automatic buffer-coupling. (Engng. 11. Aug. 05 S. 180/81*) Die Kupplung, deren Konstruktion und Wirkungsweise an Hand von Figuren näher erläutert wird, soll sich bei Betriebsversuchen gut bewährt haben.

Eisenhüttenwesen.

Zur Frage der Nebenproduktengewinnung beim Kokereibetriebe in Westfalen. Von Friz. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 5. Aug. 05 S. 402/04* mit 1 Taf.) Lageplan einer Anlage von 60 Koksöfen mit Gewinnung der Nebenprodukte und 60 Flammöfen, erbaut von Otto & Co. in Dahlhausen. Anlage zur Gewinnung von Teer, Ammoniak, Benzol und Cyan.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The anatomy of bridgework. IX. Von Thorpe. (Engng. 11. Aug. 05 S. 169/71*) Prüfung, Ausbesserung und Verstärkung von genieteten Brücken.

The erection of the Great Tonoloway Creek bridge. (Eng. Rec. 29. Juli 05 S. 132/33*) Die eingleisige Brücke der Western Maryland R. R. hat drei Oeffnungen von rd. 23, 24,5 und 26 m Weite, die von genieteten Blechträgern überspannt werden. Aufstellarbeiten.

Replacing a four-track bridge under heavy traffic. (Eng. Rec. 29. Juli 05 S. 121/22*) Darstellung der Arbeiten beim Umbau der 49 m langen Brücke der New York Central and Hudson River R. R. über den Erie-Kanal bei Newark, N. Y.

Elektrotechnik.

Long-distance high-tension transmission in California. Von Britton. (Eng. Rec. 29. Juli 05 S. 122/24) Uebersicht über die Entwicklung der Wasserkraft-Elektrizitätswerke der California Gas and Electric Corporation. Die Anlagen bei Folsom, Pomona, Nevada City und Colgate. Hochspannungs-Fernleitungen.

Versuche über die Eisenarbeit im Dreh- und Wechselfeld. Von Herrmann. (Elektrot. Z. 10. Aug. 05 S. 747/51*) Der Verfasser berichtet über die von ihm angestellten Versuche, aus denen er folgert, daß die Hysteresisarbeit im Dreh- und im Wechselfeld nur wenig verschieden sei.

Der Einfluß des Elektrolyten auf die Wirksamkeit der Aluminium-Drosselzelle. Von Peters und Lange. (Elektrot. Z. 10. Aug. 05 S. 751/53*) Zur Klärung der Frage wurden von den Verfassern Versuche angestellt, die kurz beschrieben sind.

Erd- und Wasserbau.

Gold dredging in the United States. (Engineer 11. Aug. 05 S. 144*) Darstellung eines von der Bucyrus Co. in Milwaukee gebauten elektrisch betriebenen Goldbaggers für 18 m Baggertiefe.

Fishguard harbour works. Von Archer. (Engng. 11. Aug. 05 S. 178*) Die Hafenanlagen werden von der Great Western Railway Co. geschaffen, um einen Ausgangspunkt für den Verkehr mit Süd-Irland zu haben.

Compressed air foundations for bridges. Von Boycott. II. (Engineer 11. Aug. 05 S. 136/37*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05.

Feuerungsanlagen.

Einfluß des Brennstoffes auf die Wahl der Feuerung. Von Dosch. (Z. Dampfk. Maschbtr. 9. Aug 05 S. 303/04) Der Verfasser untersucht die Frage insbesondre mit Rücksicht auf die chemische Zusammensetzung des Brennstoffes. Gasreiche und gasarme Kohlen. Forts. folgt.

Hebezeuge.

Die elektrisch betriebenen Krane im Köln-Deutzer Hafen. Von Perlewitz. (Elektrot. Z. 10. Aug. 05 S. 743/47*) Zurzeit sind zwei Vollportalkrane von je 4 t Tragkraft und 12 m Ausladung aufgestellt. Eingehende Beschreibung der elektrischen Einrichtung.

Heizung und Lüftung.

Die Lüftungsanlagen beim Bau der großen Alpentunnel. Von Brabbée. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 11. Aug. 05 S. 453/59*) Der Verfasser berichtet über die von ihm angestellten Versuche zur Ermittlung des Druckhöhenverlustes in den Lüftleitungen. Schluß folgt.

Hochbau.

Steel details of the Wannamaker power house, Philadelphia. Forts. (Eng. Rec. 29. Juli 05 S. 125/27*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05.

Holzbearbeitung.

Note sur les scieries américaines et leur outillage. Von Oudet. (Rev. Méc. Juli 05 S. 5/24*) Allgemeines über die Entwicklung der amerikanischen Holzbearbeitung. Das Fällen der Bäume. Waldbahnen. Verschiedene Einrichtungen für die Beförderung der Baumstämme zu den Sägemühlen. Sägen. Forts. folgt.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Machine for loading box cars with coal. (Eng. News 3. Aug. 05 S. 119/20*) Der zu beladende Wagen wird auf eine kippbare Plattform geschoben. Beim Einfüllen der Kohle aus der Förderrinne wird die Plattform geneigt, so daß das Trimmen der Kohle gespart wird.

Maschinenteile.

Calcul exact d'un crochet. Von Marmor. (Rev. Méc. Juli 05 S. 25/31*)

British pipe threads. Von Booth. (Am. Mach. 12 Aug. 05 S. 112/14*) Entwicklung der Whitworthschen Rohrgewinde. Rohrabmessungen und Gewindeprofil. Rohrverbindungen.

Materialkunde.

Neuere Dauerversuchsmaschinen. Von Wazau. Schluß. (Dingler 12. Aug. 05 S. 505/08*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05.

Ueber Schmelzpunkte von Metallen. Forts. (Dingler 12. Aug. 05 S. 509/12*) S Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05. Schluß folgt.

Tests to determine the fire resistance and heat conductivity of concrete. (Eng. News 3. Aug. 05 S. 115/16) Die Versuche wurden mit Probekörpern angestellt, die in verschiedenen Mischungen zubereitet waren. Folgerungen aus den Versuchen.

Fractures in large steel boiler-plates. Von Milton. Schluß. (Engng. 11. Aug. 05 S. 195/97*) S. Zeitschriftenschau vom 19. Aug. 05

Mechanik.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. Forts. (Dingler 12. Aug. 05 S. 503/05*) Ermittlung der auf das Kurbelgetriebe einwirkenden äußeren Kräfte. Forts. folgt.

Zur Berechnung schwach gekrümmter elastischer Bogen. Von Elwitz. (Zentralbl. Bauv. 12. Aug. 05 S. 410/11*) Ableitung eines einfachen Verfahrens zur Bestimmung der Querschnitte der ungünstigsten Beanspruchung bei flachen Bogen.

Winddrücke auf Kegel- und Kugelhauben von Wasser- und Gasbehältern. Von Heineken. (Journ. Gasb.-Wasserv. 12. Aug. 05 S. 715/23*) Ableitung von Formeln zur Berechnung der Drücke.

Meßgeräte und -verfahren.

Registrierende Geschwindigkeits- und Volumenmessung. Von Stach. (Glückauf 12. Aug. 05 S. 1018/26*) Anämometer mit elektrischer Zähl- und Schreibvorrichtung. Vorrichtungen von R. Fueß und P. de Bruyn, die auf der Aufzeichnung des hydrostatischen Druckunterschiedes beruhen.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 8 *M* pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 *M* pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Metallbearbeitung.

A high-speed lathe center. (Am. Mach. 12. Aug. 05 S. 112*) Neuartige Reitstockkonstruktion von P. Keating.

The Heald cylinder grinder. (Iron Age 3. Aug. 05 S. 274/75*) Die von der Heald Machine Co. in Worcester, Mass., gebaute Schleifmaschine mit exzentrisch gelagerter Schleifspindel dient insbesondre zum Ausschleifen der Zylinder von kleinen Benzinmotoren. Spindellagerung.

Case-hardening. (Am. Mach. 12. Aug. 05 S. 108/12*) Vortrag von Flather über die zweckmäßige Bauart von Glühöfen und den Vorgang beim Glühen der zu härtenden Stücke. Abschrecken mit Wasser. Oberflächliches Härten. Entstehung von Härtrissen.

Motorwagen und Fahrräder.

Motordroschken und deren Betriebskosten. Von Vorreiter. (Motorw. 10. Aug. 05 S. 502/12*) Erfahrungen der Versuchsbetriebe mit elektrischen und Benzin-Motordroschken in Berlin. Kostenaufstellung für die verschiedenen Betriebsarten. Darstellung der Droschkenbetriebe der Neuen Automobil-Gesellschaft in Berlin und der Allgemeinen Betriebs A.-G. für Motorfahrzeuge in Köln. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Hydraulic engines at the U. S. naval coaling station, Bradford, R. J. (Eng. News 3. Aug. 05 S. 127/28*) Die Anlage enthält zwei hydraulische Widder von ungefähr je 7 cbm/min Leistung. Bericht über einen Leistungsversuch.

Edwards' inverted air-pump. (Engng. 11. Aug. 05 S. 180*) Dreizylindrige Luftpumpe, deren Kolben von einer unter den Zylindern liegenden Kurbelwelle aus angetrieben werden.

Schiffs- und Seewesen.

H. M. scout »Adventure«. (Engineer 11. Aug. 05 S. 146*) Maschinen- und Kesselzeichnungen des in Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05 erwähnten Schiffes.

Zwei neuere Motorboote. (Schiffbau 9. Aug. 05 S. 891/95*) Die Boote sind 9 und 10 m lang und werden von 12- und 18 pferdigen Motoren angetrieben.

Neuere Kesselanlagen mit Niclausse-Kesseln. Von Züblin. Forts. (Schiffbau 9. Aug. 05 S. 900/05*) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05. Schluß folgt.

Building the Beachy Head lighthouse. (Eng. Rec. 29. Juli 05 S. 117/20*) Der aus Granitquadern gemauerte Turm ruht auf einem Betonblock von 15 m Dmr. und ist rd. 31 m hoch. Darstellung des Bauvorganges.

Textilindustrie.

Combing. (Text. World Rec. Juli 05 S. 97/100*) Das Kämmen der Baumwolle. Neuere Kämmaschinen.

The principles of wool spinning. Von Priestman. Forts. (Text. Manuf. 15. Juli 05 S. 219*) Das Strecken. Abstand der Walzen voneinander bei langen und bei kurzen Fasern.

The mechanics of flax spinning. Von Bellin. Forts. (Text. Manuf. 15. Juli 05 S. 224/25*) Arbeitsweise und Bauart der Karden.

Werkstätten und Fabriken.

Tool shops of the Kawasaki Dockyard Company. Von Kuwada. (Am. Mach. 12. Aug. 05 S. 114/15*) Die dargestellte Werkstätte hat 31,5 × 14,4 qm Fläche. Grundriß und Anordnung, Aufzählung und Abmessungen der Maschinen.

Rundschau.

R. M. Daelen †

Am 2. August d. J. ist in Baden-Baden der Zivilingenieur R. M. Daelen aus Düsseldorf einem unheilbaren Leiden erlegen, das ihn in der Vollkraft des Schaffens ereilt und von dem er vergeblich Heilung im Süden gesucht hatte. Mit ihm ist einer der Pioniere des deutschen Eisenhüttenwesens dahingegangen, der unermüdlich an dem Fortschritt des Stahl- und Walzwerkwesens mitarbeitete. Von seinem Vater Reiner Daelen, dem früheren Ehrenvorsitzenden des Vereines deutscher Eisenhüttenleute, war ihm die Liebe zu seinem Beruf in hervorragendem Maße eingeprägt worden; wie jener war er unerschöpflich an neuen Gedanken und Anregungen, in deren praktischer Durchführung er seine Lebensaufgabe sah, und die außerordentlich befruchtend auf die Stahl- und Walzwerkindustrie gewirkt haben. Wie tätig er noch bis an sein Lebensende gewesen ist, zeigt seine in dieser Nummer unsrer Zeitschrift veröffentlichte letzte Arbeit, die er für den Bergmannstag in Lüttich geschrieben hatte; sie stellt zugleich einen Abschnitt seiner planvollen erfinderischen Tätigkeit dar, die vorauseilend der Praxis stets neue Wege wies. Sind ihm auch in seiner Tätigkeit die Mißerfolge nicht erspart geblieben, die jeder kennen lernt, der sich mit der Verwirklichung neuer, bahnbrechender Pläne beschäftigt, so hat er doch die Freude und Genugtuung gehabt, daß zahlreiche von ihm mit Zähigkeit verfochtene Anschauungen sich endlich zum Erfolge durchrangen.

Am 12. August 1843 zu Lendersdorf bei Düren geboren, erhielt Daelen seine Schulbildung infolge des Eintrittes seines Vaters in den Hoerder Verein zu Hoerde und Dortmund, seine technische Ausbildung auf der Gewerbeschule in Hagen. Die praktischen Lehrjahre machte er in dem Puddel- und Walzwerk von Piepenstock & Co. in Hoerde durch und ging dann als Hütteningenieur zu Schneider in Creusot, wo er von 1868 bis zum Ausbruche des deutsch-französischen Krieges tätig war. Nach kurzer Beschäftigung in Bochum trat er in die Eisengießerei und Maschinenbauanstalt Daelen & Burg in Heerdt bei Neuß ein, verließ sie aber bereits im Jahre 1877 wieder, um als Zivilingenieur in Düsseldorf seine eigenen Gedanken unbehinderter ausarbeiten und verfolgen zu können.

Zunächst lag der Schwerpunkt seiner Arbeiten auf dem Gebiete des Walzwerkbaues — besonders bekannt ist seine Tätigkeit in dem vom Verein deutscher Eisenhüttenleute eingesetzten Ausschuß zum Studium des Kraftverbrauches beim Walzen von Stahl und Eisen und zur Bestimmung der Kraftleistung der Walzenzugmaschinen, über welche Arbeiten er zusammen mit E. Blaß im Jahre 1881 berichtete; und die den Erbauern der Walzwerke sowohl wie der Walzenzugmaschinen eine Fülle von Anregungen brachten. Außer diesem seinem Hauptarbeitsgebiet war Daelen aber noch auf vielen andern mit Erfolg tätig; die große Zahl von Beiträgen, die er in unsrer Zeitschrift und in »Stahl und Eisen« veröffentlicht hat, legt hiervon Zeugnis ab. Besonders bedeutsam ist seine Mitarbeit an der Entwicklung der hydraulischen Schmiedepresse, die er durch die Einführung des Dampfdruckübersetzers leistungsfähig gestaltete. In dem letzten Jahrzehnt widmete er sich hauptsächlich der Verbesserung des Herdofenverfahrens zur Flußeisendarstellung. Diese suchte er zu erreichen, indem er das Roheisen in einer am Herdofen aufgestellten, sauer zugestellten Birne vorfrischte und dann erst in den Herdofen einführte; gemeinsam mit Pszczolka unternahm er eingehende Versuche, die schließlich von Erfolg gekrönt waren.

Seine reichen Erfahrungen machten Daelen zu einem vielgesuchten Berater bei Umbauten und Neuanlagen, und manche industrielle Anlage ist nach seinen Ideen und Plänen ausgeführt worden[1]).

Besonders pflegte Daelen freundschaftliche Beziehungen auch zur englischen Eisenhüttenindustrie; an den Versammlungen des Iron and Steel Institute nahm er häufig teil und hielt selbst oft Vorträge. Auch bei der letzten Tagung dieses Vereines in Düsseldorf im Jahre 1902 hat er sich an den Vorbereitungen eifrigst beteiligt.

Seit 1868 Mitglied des Technischen Vereines für Eisenhüttenwesen, damals Zweigverein des Vereines deutscher Ingenieure, wurde Daelen bei der im Jahre 1879 erfolgten Gründung des Vereines deutscher Eisenhüttenleute in dessen Vorstand berufen, dem er bis zu seinem Tode angehört hat. Auch dem Verein deutscher Ingenieure widmete er stets seine Arbeitskraft; von 1876 ab war er Mitglied des Niederrheinischen Bezirksvereines, in welchem er zu drei verschiedenen Malen den Vorsitz geführt und fast ununterbrochen andre Ehrenämter, auch als Mitglied des Vorstandsrates, bekleidet hat.

R. M. Daelen war ein überaus fleißiger und unermüdlich auf den Fortschritt bedachter Vertreter des Ingenieurstandes; das Andenken an ihn und seine Werke wird im Kreise seiner Fachgenossen noch lange lebendig bleiben.

---

[1]) Vergl. den Aufsatz: Das Stahl- und Walzwerk Rendsburg, Z. 1902 S. 1133.

Eine **Lokomotive mit Ventilsteuerung** hat kürzlich die Hannoversche Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals Georg Egestorff an die Ilseder Hütte geliefert. Diese Lokomotive, Fig. 1, hat folgende Hauptabmessungen:

Spurweite	780 mm
Zylinderdmr.	260 »
Kolbenhub	450 »
Treibraddmr.	900 »
Rostfläche	0,8 qm
Heizfläche	42,9 »
Dampfdruck	11 at
Dienstgewicht	16,5 t

Fig. 1.

Die im Jahre 1898 von der genannten Gesellschaft erbaute Lokomotive war ursprünglich mit gewöhnlicher Stephenson-Steuerung ausgerüstet und ist jetzt gelegentlich einer größeren Kesselausbesserung mit einem Pielock-Ueberhitzer von 7 qm Heizfläche sowie mit Lentzscher Ventilsteuerung[1]) versehen worden.

Um die Steuerung anzubringen, war es nur notwendig, einen neuen Zylinder, Fig. 2 und 3, mit vier Ventilen und eine entsprechende Ventilstange anzufertigen. Die letztere tritt an die Stelle der früheren Schieberstange und erhält ihre Bewegung von der Schwinge der unverändert beibehaltenen Steuerung. Die Ventilstange trägt die Hubkurven für die beiden Einlaß- und die beiden Auslaßventile.

Fig. 2 und 3.

Schnitt C-D. Schnitt A-B.

Die für die Lokomotive und für die zu befahrende Strecke seitens der Aufsichtsbehörde zugelassene höchste Geschwindigkeit beträgt 24 km/st, mithin die größte Umlaufzahl der Treibräder in diesem Falle nur 142 in der Minute. Auf dem Versuchstande der Fabrik wurde jedoch die Umlaufzahl auf 300 gesteigert. Die Steuerung arbeitete hierbei vollkommen ruhig, insbesondre setzten die Ventile ohne Schlag auf.

Die Lokomotive ist seit Ende Juli im vollen Betrieb und durchläuft im angestrengtesten Dienst täglich 140 km. Wir werden später Gelegenheit haben, ausführlicher darüber zu berichten.

[1]) Vergl. Z. 1900 S. 2449; 1902 S. 1921.

Als Ergebnis einer Umfrage bei den Leitern amerikanischer Elektrizitätswerke mit Dampfturbinen[1]), auf die im ganzen 59 Antworten eingelaufen sind, ist in der letzten Versammlung der National Electric Light Association in New York ein Bericht über **Betriebserfahrungen an Dampfturbinenanlagen** erstattet worden[2]), der die Dampfturbinenfrage in den **Vereinigten Staaten** in einem sehr günstigen Licht erscheinen läßt. Bemerkenswert ist, daß trotz der hohen Zahl im Betrieb befindlicher großer Dampfturbinen unter den mitgeteilten Betriebstörungen keine sind, die mit kostspieligen Ausbesserungsarbeiten verbunden waren. In einem Kraftwerk mit Curtis-Turbinen ist z. B. durch Warmlaufen eines Rades beim Tachometerantrieb das Sicherheitsventil plötzlich geschlossen und die Maschine stillgesetzt worden. Auch sollen sich unter der Wirkung der Fliehkraft einige Ankerwicklungen gelockert haben. In einer andern Anlage, die ebenfalls Curtis-Turbinen besitzt, hat die hohe Dampfüberhitzung Schwierigkeiten an den Steuerventilen hervorgerufen, welche die Hauptdüsen der ersten Stufe betätigen. Ferner wird über Eindringen von Luft in das Turbinengehäuse und die Verunreinigung des Kondensats durch Schmieröl berichtet. Bei Anlagen mit de Laval-Dampfturbinen ist eine Betriebstörung durch eine fehlerhaft konstruierte Dynamobürste entstanden, eine andre durch Versagen der Schmierung, weil die Schmiernuten durch Verunreinigungen des Schmieröles verstopft waren. Auch an einer Parsons-Turbine ist eine Störung eingetreten, weil die Schmierung versagte. Hier zeigte das Oel, das im allgemeinen gut verwendbar war, bei gewissen Lagerstellen das Bestreben, schnell hart zu werden; man war daher gezwungen, dort ein andres Oel zu benutzen. Wiederholte Anfressungen des Drosselventiles bei einer andern Anlage hatten zur Folge, daß die Turbine zum Durchgehen

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1218.
[2]) The Engineering Record 24. Juni 1905.

neigte. Diese selten beobachtete Erscheinung wird auf die ungünstige Zusammensetzung des Speisewassers zurückgeführt. Bei der gleichen Anlage hat sich das Turbinengehäuse, weil sich das Auspuffrohr durch die Wärme ausdehnte, aus dem Wellenmittel verschoben, so daß die Welle heftig zu zittern begann. Man war genötigt, nachträglich in den Auspuffanschluß ein Stopfbüchsenrohr einzubauen. Daß die Magnetwicklungen von Parsons-Turbodynamos bei Belastungen unterhalb der Vollbelastung durchbrannten, wird zweimal berichtet. Schaufelbruch hat mehreremal die Ursache von Betriebstörungen gebildet. In einem Falle haben bei zu schnellem Anlassen der Turbine mit überhitztem Dampf die Schaufeln die Innenseiten des Gehäuses berührt, weil dieses noch nicht Zeit gehabt hatte, sich ebenso wie die Turbinenwalze auszudehnen. In einem andern Falle hat die Turbine einige Schaufeln verloren, ohne daß die Schaufeln zu schleifen begonnen hätten. Im dritten Falle sind während des Betriebes einige Schaufeln abgebrochen, wahrscheinlich infolge von Fremdkörpern, die der Dampfstrahl durch die Leitung mitgerissen hatte. Indessen ist hier der Betrieb nicht unterbrochen worden.

Mit der **Verwendung von Eisen beim Bau von Personenwagen** hat die Rapid Transit Railway in New York sehr gute Erfahrungen gemacht. Bei einem heftigen Zusammenstoß zwischen einem stehenden und einem von hinten darauffahrenden Zug im März d. J. ist ein hölzerner Wagen zwischen zwei eisernen förmlich zusammengedrückt worden, während die eisernen Wagen nur unerhebliche Beschädigungen erlitten haben. Auch bei dem Brand im Tunnel unter dem Broadway im April d. J. haben die eisernen Wagen standgehalten, obgleich sogar die Aluminiumbeschläge geschmolzen sind, während die hölzernen Wagen gänzlich verzehrt wurden. Entgegen den früher gehegten Befürchtungen hat sich ferner herausgestellt, daß das Geräusch bei den eisernen Wagen während der Fahrt nicht größer ist als bei den hölzernen.

Ermutigt durch diese Ergebnisse haben sich nunmehr auch andre Eisenbahnen entschlossen, eiserne Personenwagen zu verwenden. So hat die Boston Elevated Railway für ihren Betrieb in dem neu eröffneten Ost-Bostoner Tunnel und auf den anschließenden Strecken neue Wagen eingestellt, die mit Ausnahme der vorwiegend quer gestellten Sitze ziemlich genau den Wagen der Berliner Hoch- und Untergrundbahn nachgebildet sind. Die Wagen, welche sich im Sommer in halboffene verwandeln lassen, werden von 4 Elektromotoren angetrieben, die zusammen 260 PS leisten. Die Zeitschrift »Transport and Railroad Gazette«[1]), die über die Einrichtung dieser Wagen berichtet, veröffentlicht außerdem eine Uebersicht über weitere von der American Car and Foundry Co. in Berwick gebaute eiserne Personenwagen. Danach ist die nachstehende Zusammenstellung der wichtigsten Angaben verfaßt worden.

		Boston Elevated R. R.	Long. Island R. R.	Untergrundbahn London	
				Triebwagen	Anhängewagen
Zahl der Sitzplätze . .		52	52	46	52
Länge über den Puffern .	m	14	15,6	15,25	15,3
größte Breite	»	2,6	2,75	2,71	2,71
Höhe von Schienenoberkante bis zum Dach .	»	3,75	3,68	2,88	2,88
Abstand der Drehgestellzapfen	»	—	—	10,06	10,06
Raddurchmesser . . .	»	0,838	—	0,762 u. 0,914	0,762
Gesamtgewicht ohne elektrische Ausrüstung . .	t	—	17,5	20,5	17,2

Der an zweiter Stelle angeführte Wagen ist für einige Strecken der Long Island R. R. bestimmt, auf denen noch im Laufe dieses Sommers elektrischer Betrieb eingerichtet werden soll. Von der dritten Wagenart, die auf der Strecke Baker Street-Waterloo Station der Londoner Untergrundbahn benutzt wird, sollen 36 Trieb- und 72 Anhängewagen bestellt worden sein.

Die Berliner Elektrizitätswerke haben gemeinschaftlich mit der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen eine **elektrisch betriebene Kühlanlage** konstruiert, die vornehmlich **für gewerbliche und Hausanlagen** bestimmt ist. Sie enthält einen liegenden Kompressor, dessen einander gegenüber liegende Zylinder von einem gemeinsamen Kurbelzapfen angetrieben werden. Die Welle ist mit einem 1,3 pferdigen Elektromotor unmittelbar gekuppelt. Das Ganze ruht auf einem Kasten aus Gußeisen, der den Kondensator, die Kühlwasserleitungen und einen Verdampfer enthält für den Fall, daß die Maschine zur Solekühlung verwendet werden soll. Die Leistung der Anlage beträgt bei 10° Gastemperatur im Verdampfer und 400 Uml./min des Kompressors rd. 1000 WE-st, der entsprechende Energieverbrauch rd. 0,9 KW-st. Man kann also damit etwa 150 cbm Luft von 20° auf 0° abkühlen. An Kühlwasser werden dabei 500 ltr nötig, die noch anderweitig verwertet werden können.

In der englischen Marine werden Versuche mit einem **Unterseeboot von verhältnismäßig kleinen Abmessungen** angestellt. Das Boot, das an Bord von größeren Schiffen — Linienschiffen oder Panzerkreuzern — mitgeführt werden soll, ist 10,36 m lang und hat bei 2 m Dmr. im untergetauchten Zustand eine Wasserverdrängung von rd. 17 t. Zum Betriebe des Fahrzeuges dient nur Elektrizität, die in einer von den Dynamos des Hauptschiffes geladenen Akkumulatorenbatterie aufgespeichert ist. Die Bewaffnung besteht aus zwei Torpedorohren, die Besatzung zählt 3 Mann. Die Geschwindigkeit unter Wasser soll 8 Knoten, der Aktionsradius des Schiffes rd. 70 km betragen. (Scientific American Supplement 29. Juli 1905)

Die Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb[1]) berichtet über die Arbeiten beim **Niederlegen eines 45 m hohen viereckigen Schornsteines** in der Fabrik von Arthur Koppel A.-G. in Bochum. Die Fabrik liegt an einem von Osten nach Westen laufenden Stück der Eisenbahn Bochum-Essen, und zwar 400 m vom Bahnhof entfernt. Der Schornstein stand unmittelbar an den Gleisen und konnte nur nach Osten hin umgelegt werden, weil die Anschlußgleise der westlich angrenzenden Werke der Westfälischen Stahlindustrie nicht gesperrt werden durften. Aus dem Schornsteinsockel wurde daher an der östlichen Seite sowie zum Teil auch an der nördlichen und südlichen Seite das Mauerwerk allmählich herausgearbeitet und durch hölzerne Stützen ersetzt. Gleichzeitig wurde an der Spitze des Schornsteines ein Seil befestigt und in der Richtung nach Osten gespannt. Im Sockel wurde dann mit Petroleum getränktes Stroh angezündet, und alsbald fing der Schornstein an, sich seitlich zu senken. Nachdem er etwa 45° Neigung erlangt hatte, brach er in drei Teile durch. Der Vorgang vom Beginn des Neigens bis zur vollständigen Niederlegung dauerte nur einige Sekunden.

In »The Engineering Magazine«[2]) berichtet Hugo Diemer über ein eigenartiges Lohnsystem, das sich als **Verbindung des Bonus-Systems mit dem Prämiensystem** kennzeichnen läßt. Es ist nach den Angaben des Berichterstatters in einer amerikanischen Dampfmaschinenfabrik und Kesselschmiede eingeführt, die gegenwärtig etwa 800 Arbeiter beschäftigt, in guten Zeiten jedoch schon 2000 Arbeiter gehabt hat. Im wesentlichen besteht das Lohnsystem darin, daß eine Grundzeit für jedes Stück festgelegt ist, und daß jeder Arbeiter, dem es gelingt, das Arbeitstück innerhalb dieser Zeit fertig zu stellen, eine Belohnung von 20 vH seines Stundenlohnes erhält. Wenn er darüber hinaus an Zeit spart, so werden ihm für die ersparte Zeit 50 vH des entsprechenden Stundenlohnes vergütet. Es ist bemerkenswert, daß die Arbeiter-Unions sich mit diesem Prämiensystem vollkommen einverstanden erklärt haben.

Die **Ausfuhr von elektrischen Maschinen aus den Vereinigten Staaten** von Amerika hat sich in dem Jahre vom 1. Juli 1904 bis 30. Juni 1905 auf einen Wert von rd. 30,7 Mill. *M* gegen 23,7 Mill. *M* im vorhergehenden Jahr belaufen. Japan und Mexiko sind hieran mit rd. 9,75 Mill. *M*, Britisch Nordamerika mit 7,24 und Groß-Britannien mit 4,58 Mill. *M* beteiligt. An elektrischen Apparaten wurden für 20,85 Mill. *M* gegen 20,45 Mill. *M* im Vorjahre ausgeführt. (El. World and Engineer 5. August 1905)

Am 5. Juli ist ein neuer Erlaß betreffend **Aenderungen in den Aufnahmebestimmungen für die Technischen Hochschulen in Preußen** bekannt gegeben worden. Von den bisher bestehenden Bestimmungen unterscheiden sich die neuen hauptsächlich dadurch, daß Inländer, welche eine außerdeutsche Lehranstalt besucht haben, dann als Studierende zugelassen werden, wenn ihre Vorbildung in dem betreffenden Lande zum Besuch einer Hochschule berechtigt und der an deutschen Lehranstalten im wesentlichen gleichwertig ist. Ob diese Vor-

[1]) vom 30. Juni 1905 S. 675, 678.

[1]) vom 9. August 1905.

[2]) vom August 1905 S. 719.

aussetzung zutrifft, entscheidet der Unterrichtsminister. Reichsausländer können unter den gleichen Bedingungen wie Inländer zugelassen werden; indessen ist an der Technischen Hochschule zu Danzig dazu die Genehmigung des Ministers erforderlich, auch wenn sie den Anforderungen, die an Inländer gestellt werden, genügen. Ebenso ist die Zulassung von Ausländern als Hörern an der Technischen Hochschule in Danzig von der Genehmigung des Ministers abhängig gemacht.

Dadurch, daß an die Ausländer für die Aufnahme ebenso hohe Bedingungen gestellt werden wie an die Inländer, ist ein Wunsch erfüllt worden, den der Verein deutscher Ingenieure seit Jahren verfochten und in einer Denkschrift betreffend die Ueberfüllung der deutschen technischen Hochschulen bereits 1898[1]) mit folgenden Worten ausgesprochen hat: »Insofern es sich um die Ausländer handelt, wird auch er (der V. d. I.) vor allem verlangen müssen, daß ihnen kein Vorzug vor den Inländern eingeräumt wird. Das würde aber geschehen, wenn an die Ausländer bei der Aufnahme geringere Ansprüche gestellt würden als an die Inländer. In den Aufnahmebedingungen und in ihrer Handhabung liegt nach unserer Ansicht das beste Mittel, ungeeignete Ausländer von unseren technischen Hochschulen fernzuhalten . . . .«.

[1]) Z. 1898 S. 1069.

Fragekasten.

Ist zu befürchten, daß im Seilgang einer neuen Weberei die Seile von 50 oder 45 mm Dmr. des Seiltriebes bei je 26 m Achsenentfernung und bei nur 900 mm und 1200 mm Dmr. der Seilscheiben einem raschen Verschleiß unterliegen und auch sonst zu Betriebstörungen Veranlassung geben würden, weil so lange Seile vermöge ihres Eigengewichtes und der allmählichen Dehnung im Betrieb so weit durchhängen würden, daß nicht nur der untere, sondern auch der obere Seillauf durch Trägerrollen hätte unterstützt werden müssen, damit der obere Seillauf mit der Zeit nicht auf dem unteren Seiltrum aufläuft und durch fortwährende Reibung zu raschem Verschleiß der Seile und überdies auch in den Rollenführungen zu völlig überflüssiger Abnutzung und völlig nutzlosem Kraftverlust und Schmiermaterialverbrauch führt?

Wenn technische Bedenken entschieden gegen eine solche Ausführung sprechen, welche größte Achsenentfernung wäre dann zu wählen, um ein Aufschleifen des oberen Seiltrums auf dem unteren Seillauf nicht befürchten zu müssen und um den darunter liegenden Raum nutzbar zu machen?

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 160639. Aufnahme des Dampfturbinen-Achsendruckes. Vereinigte Dampfturbinen-Ges. m. b. H., Berlin. Damit sich die Kammern *c* einer mehrstufigen Turbine *abe* in der Weise gegenseitig abdichten, daß die Welle *a* Schwingungen ausführen kann, sind Scheiben *d* mit je zwei gleichachsigen Ringflächen d_1 auf die Gehäusewände *e* aufgeschliffen, und in die Ringräume *f* wird durch *h*, *g* Oel gedrückt, so daß der Oeldruck den Achsendruck aufnimmt und die Flächen d_1 auf einer langsam hindurchtretenden dünnen Oelschicht laufen.

Kl. 17. Nr. 161027. Verdampferrohr. W. H. Kaufmann, Tegel. In dem Rohre *r* von durchweg gleichem äußerem und innerem Durchmesser ist ein stab- oder röhrenförmiger Körper *o* gleichachsig angebracht, dessen Stärke von der Druck- nach der Saugseite allmählich zunimmt, so daß sich der Querschnitt für die durch den Ringraum gerade oder schraubenförmig (s. *a*, Nebenfigur) hindurch geleitete Kühlflüssigkeit allmählich verjüngt, die Bildung eines Flüssigkeitskernes verhindert und die Flüssigkeit in dünner Schicht an die Rohrwand gedrückt wird. Ein röhrenförmiger Kern *o* kann zur Kühlung hindurchgeleiteter trockener Luft benutzt werden.

Kl. 20. Nr. 162223. Fahrschalter. P. S. Barret, Scranton. Auf dem Fahrschalter *a* ist eine Platte *d*, die in einer Rinne *g* zwei Sperrzahnkränze *e*, *f* trägt, befestigt, und in der Kurbel *h* liegt ein verschiebbarer Stift *i* mit Nase *l*, die beim Schalten an der schrägen Flanke eines Zahnes entlang gleitet und sich dann an der steilen Flanke des gegenüberstehenden Zahnes fängt, so daß der Fahrschalter zur Ruhe kommt. Dann drückt das Gewicht *m* den Stift *i* wieder in die Anfangslage zurück und gibt den Schalter frei.

Kl. 19. Nr. 161801. Ausrichten von Eisenbahnschienen. A. Fetzer, Bildschön, und D. Czaykowski, Culmsee. Das Werkzeug greift mit einem Schuh an der einen Seite unter den Fuß der Schiene und stützt sich mit der andern mit Hülfe eines Winkels gegen die Querschwelle. Mit der gezahnten Stange *l* wird dann die Schiene in die gewünschte Stellung gebracht und durch die Klemmvorrichtung *e*, *d* festgehalten.

Kl. 20. Nr. 158791. Kupplung für Förderwagen. C. H. W. Kohlus, Dortmund. Die Kupplung besteht aus je einem an jedem Ende des Förderwagens drehbar an einem drehbaren Bügel *c* oder Ring angebrachten Haken *a*, dessen Verlängerung eine Oese *b* bildet. Die Enden des Bügels *c* sind in Augen *d* am Wagenuntergestell drehbar gelagert. Die Oese *b* des Kuppelgliedes ist schwerer als der Haken *a*, so daß der letztere im Ruhezustande nach oben zeigt, wobei seine Spitze nach hinten gekehrt ist. Beim Kuppeln der Wagen wird die Oese des einen Kuppelteiles in den Haken des andern gelegt, in welcher Lage sie durch den Ausgleich ihrer Gewichte verbleiben. Beim Fahren durch Gleiskrümmungen können sich die Kuppelglieder auf dem Bügel *c* so verschieben, daß ein Festklemmen bei Einstellen in Richtung der Zugkraft möglichst vermieden wird.

Kl. 20. Nr. 159514. Kreuzkupplung. L. Brandau, Kassel. Jeder Wagen trägt eine in kurzen Ketten *b*, *c* hängende Kuppelstange *a*. Um zwei Wagen zu kuppeln, werden die von beliebiger Seite her außerhalb der Puffer und Schienen erreichbaren gegenüberstehenden Kuppelstangenösen vertauscht und in die gegenüberliegenden Haken der Zugketten gelegt.

Kl. 20. Nr. 161846. Rad für Grubenwagen. Königliches Hüttenamt, Malapane. An der Radnabe befindet sich eine Schmierkammer, deren Rippen paarweise unter spitzem Winkel angeordet sind, so daß sie becherartige Behälter bilden. Bei der Drehung des Rades wird das Schmiermittel nach aufwärts mitgenommen und ergießt sich durch die Nabenöffnung auf die frei liegende Achse.

Kl. 47. Nr. 161018. Stopfbüchse. J. Pöttgens, Berlin. Die Stopfbüchse *bghp* ist mit dem Topfe *t* durch eine (Kupfer-) Blechröhre *r* verbunden, deren inneres Ende *i* in bekannter Weise am Grundringe *g* befestigt ist, während zur äußeren Befestigungsstelle *a* an *t* eine Umkrempelung *k* führt, die bei Herstellung aus einem Stück (Nebenfigur) wulstförmig ausgeführt ist, so daß zur Erzielung allseitiger Beweglichkeit Spielräume *c*, *d* entstehen, von denen *c* nach außen offen, *d* aber geschlossen ist. Ein die Hülse *h* umgebender Ringraum *q* dient als Kühl- oder Wärmemantel.

Kl. 46. Nr. 160849. Zweitaktmaschine. Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf bei Hannover. Beim Rückhube des Arbeitskolbens wird die Luft im Kurbelraume verdünnt, bis die Mulde *m* den Einlaß *a* freilegt und frische Luft durch *a, m, b, c*, den Vergaser *d* und den Schlitz *g* in den Kurbelraum strömt. Die so gebildete Ladung strömt aber beim äußeren Hubwechsel nicht wieder durch *d* zurück, sondern durch *e* in den Zweigkanal *f* und durch *c, b* in den Zylinder, so daß die richtige Gemischbildung gesichert und durch die zwischen *f* und *b* befindliche reine Luft die Berührung des Gemisches mit den heißen Rückständen verhindert wird.

Kl. 46. Nr. 160572. Elektrischer Zünder. W. Sander, Zürich. Den von außen einstellbaren, mit einem Zündkörper *g* ausgerüsteten Zündstift *s* umgibt eine von der Metalleinfassung *b* gebildete zylindrische Kammer *h* zur Verhinderung des Kurzschlusses durch Ruß, und *b* wird von einer tiefen Ringkammer *i* umgeben, die als Oelfänger dient.

Kl. 46. Nr. 160569. Zylinder für doppeltwirkende Viertaktmaschinen. Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., Nürnberg. Um sowohl die Guß- wie auch die Betriebsspannungen in zulässigen Grenzen zu halten, wird der Zylinder *a* samt seinen Verlängerungsstücken *b, b* mit dem Mantel *d* an den Enden und in der Mitte durch je 4 Stutzen: *f, g* für Ein- und Auslaßventil und *i* für Zündung und Kühlwasserumlauf, verbunden, und alle 12 Stutzen erhalten nahezu gleiche Abmessungen, so daß die Gußmasse sowohl in der Umfangs- als in der Längsrichtung möglichst gleichmäßig verteilt ist und die Deckel als einfache Scheiben ausgeführt werden können.

Kl. 47. Nr. 161284. Schauglas für Schmiervorrichtungen. C. B. Hodges und F. W. Hodges, Detroit (V. S. A). Um die aus der Düse *d* im Niederschlagwasser aufsteigenden Oeltropfen nicht nur in der Achsenrichtung, sondern auch von rechts, links, oben und unten her beobachten zu können, sind an dem ziemlich dicken Schauglase *s* spiegelnde geschliffene Seitenflächen vorgesehen, die das Tropfenbild zurückwerfen und so das Beobachtungsfeld vergrößern.

Kl. 47. Nr. 161178. Schraubenfeder-Reibkupplung. C. E. Rost & Co., Dresden. Die Einrückmuffe *f*, die bei Linksverschiebung durch ihre Kegelfläche *k* die erste Windung *h* einer bei *c* an *d* befestigten (ein- oder mehrgängigen) Schraubenfeder an den getriebenen Teil *g b* drückt, ist auf dem treibenden Teil *a d* lose drehbar, wird also nicht zur Kraftübertragung benutzt, so daß die Berührungsstellen *k, h* nicht aufeinander gleiten und ihre Abnutzung vermieden wird. In einer Abänderung ist die Schraubenfeder bei *c* an *g* befestigt und wird bei *h* durch einen Hohlkegel *k* an *d* gedrückt.

Kl. 47. Nr. 161267. Fülleinrichtung an Oel-Graphit-Schmiervorrichtungen. M. L. Hansen und M D. Clausen, Kopenhagen. Um die Schmiervorrichtung *e* mit einem in der Fülltasse *f* befindlichen breiartigen Gemisch aus Oel und Graphit zu füllen, sind im Deckel *b* und Boden *c* Röhren *i, m* angebracht. Man schließt das Ventil *h*, öffnet die Entlüftung *y* und füllt *e* aus einer bei *o* angeschlossenen Schmierpresse zunächst durch *o, k, m* mit reinem Oel, bis dieses bei *y* erscheint; schließt dann *y*, öffnet *h* und saugt das reine Oel durch *m, k, o* in die Presse zurück, wobei die Mischung durch *g, i* nach *e* gelangt.

Kl. 58. Nr. 160125. Steuer- und Pumpenventile für Druckwasserpressen. Maschinenfabrik Weingarten vorm. H. Schatz A.-G., Weingarten (Württ.). Das Steuergehäuse *a* ist bei *b* an den Preßzylinder, bei *c* an die Pumpe und bei *d* an ein Wassergefäß angeschlossen. Die aneinander und an der Spindel *s* hängenden Ventile *u, v* können durch Heben von *s* gleichzeitig geöffnet werden, um das Abwasser aus der Presse ins Wassergefäß abzulassen. Läßt man sie auf ihre Sitze nieder, so dient *u* als Saug- und *v* als Druckventil der Pumpe.

Kl. 87. Nr. 161062. Spannbackenbefestigung. O. Pferdekämper, Duisburg. Die Berührfläche *b* zwischen der Spannbacke *a* und dem Schraubstockkörper *e* ist entweder an *a* oder an *e* oder an beiden in der Weise hohl ausgeführt, daß beim Anziehen der Verbindung durch Oesen *c* und Bolzen *d* oder durch Stiftschrauben, die *e* durchdringen, in *a* Biegungsspannungen erzeugt werden, die eine selbsttätige Lösung der Verbindung verhindern.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Untersuchung einer Dampfkraftanlage mit zweifacher Ueberhitzung durch Abgase.

Geehrte Redaktion!

In seiner Abhandlung Z. 1905 S. 1153 schreibt Hr. Professor Josse:

»Zum Vergleich sei auf die von Schröter und Koob untersuchte 200 pferdige Heißdampf-Verbundmaschine von van den Kerchove hingewiesen, die einen bis jetzt bei einer ortfesten Dampfmaschine sonst noch nicht erreichten günstigen Wärmeverbrauch gezeigt hat.

Diese Maschine ergab bei fast gleicher Ueberhitzung vor dem Hochdruckzylinder (353° gegenüber 360°) einen Wärmeverbrauch pro PSi-st (bezogen auf 0° Speisewasser) von 3000 WE, während bei der etwas geringeren Ueberhitzung auf 306° der Verbrauch schon 3355 bezw. 3220 WE erreichte.«

Diesem Wortlaut widersprechen die folgenden Tatsachen:

1) Die von Gebr. Sulzer in Winterthur für die Berliner Elektrizitäts-Werke, Krafthaus Moabit, gelieferten Maschinen von 3000 PS ergaben einen Wärmeverbrauch von 2982 WE/PSi-st bei 313° Ueberhitzung vor dem Hochdruckzylinder[1]).

2) Die von der gleichen Firma für dieselbe Zentrale gelieferte Maschine von 5000 PS ergab einen Wärmeverbrauch aus 3 Versuchen im Mittel von 2915 WE und 2841 WE/PSi-st bei dem günstigsten Versuch und bei rd. 300° Ueberhitzung vor dem Hochdruckzylinder.

3) Die von der A.-G. Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei in Görlitz für die Berliner Elektrizitäts-Werke, Krafthaus Oberspree, gelieferten 3000 PS-Maschinen ergaben einen Wärmeverbrauch von 2932 WE/PSi-st bei auf 312° C überhitztem Dampf vor dem Hochdruckzylinder[1]).

4) Bei einer von der gleichen Firma für die Concordia, Spinnerei und Weberei in Marklissa, gelieferten 600 PS-Maschine betrug nach dem Abnahmeversuch durch den Dampfkessel-Revisionsverein der Wärmeverbrauch 3090 WE/PSi-st bei nur 11,5 at Ueberdruck Eintrittspannung und nur auf 233° überhitztem Dampf vor dem Hochdruckzylinder.

5) Bei einer von der gleichen Firma für Hrn. C. G. Schön in Srodulka bei Sosnowice gelieferten 1250 PS-Maschine wurde bei einem Versuch des Oberschlesischen Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereines ein Wärmeverbrauch von 2849 WE/PSi-st erzielt bei 12,7 at Eintrittspannung und nur auf 264° C überhitztem Dampf vor dem Hochdruckzylinder.

Alle diese Maschinen arbeiten ohne Zwischenüberhitzung.

Hochachtungsvoll

Görlitz, 27. Juli 1905. H. Neumann.

[1]) Z. 1905 S. 1116.

[1]) Z. 1905 S. 1116.

Geehrte Redaktion!

Die Zuschrift des Hrn. Neumann macht mich darauf aufmerksam, daß in dem von ihm angezogenen Satze meines Berichtes leider die beiden Worte »dieser Größe« versehentlich weggeblieben sind. Der betreffende Passus muß wie folgt heißen:

»Zum Vergleich sei auf die von Schröter und Koob untersuchte 200 PS-Heißdampfverbundmaschine von van den Kerchove hingewiesen, die einen bis jetzt bei einer ortfesten Dampfmaschine dieser Größe sonst noch nicht erreichten günstigen Wärmeverbrauch gezeigt hat.«

Die Kerchove-Maschine war zum Vergleich mit der Lokomobile herangezogen worden, weil sie in ihrer Leistung am nächsten an diese herankam und eingehende Untersuchungswerte vorliegen. Daß sehr große Maschinen den etwas günstigeren Wärmeverbrauch von 2840 WE pro PS_i-st erzielt haben, war mir bekannt, und diese Zahl ist auch bei der von mir gegebenen Darstellung von Wärmeverbrauchen in Fig. 14 meines Aufsatzes als Grundlage benutzt worden, in der u. a. die van den Kerchove- und die große, von Hrn. Neumann angeführte Sulzer-Maschine verglichen sind, und aus der der günstigere Wärmeverbrauch der letzteren ja hervorgeht.

Diese auch von Hrn. Neumann als günstigste erwähnte 4 bis 6000 PS-Sulzer-Maschine verbrauchte nach Angaben, die mir die Firma Gebr. Sulzer freundlichst gemacht hat, 2840 WE/PS_i-st, 3130 WE/PS_e-st (4,36 kg Dampf von 12,2 at und 303°). Bei dem vorausgesetzten Nutzeffekt der Kessel von 75 vH und bei 3 vH Verlusten ergeben sich die in Fig. 14 für diese Maschine dargestellten 4300 WE/PS_e-st (in Brennstoff gemessen). Es ist interessant, darauf hinzuweisen, daß diese größte und günstigste Kolbenmaschine eines Elektrizitätswerkes stündlich nur 5,3 vH weniger Wärme für 1 PS_i verbraucht als die 200pferdige van den Kerchove-Maschine, die nur 1/30 leistet, ein Beweis, daß durch die Ueberhitzung die Oekonomie der Maschinen von deren Größe ziemlich unabhängig geworden ist.

Zu der Bemerkung des Hrn. Neumann, daß die von ihm angeführten Maschinen ohne Zwischenüberhitzung arbeiten, habe ich hinzuzufügen, daß diese Maschinen von den betreffenden Firmen doch wohl so ökonomisch entworfen sind, wie es ihnen möglich war. Wenn die betreffenden Firmen die Zwischenüberhitzung bei diesen großen ortfesten Maschinen unterlassen haben, so werden für sie wohl dieselben Gründe maßgebend gewesen sein, die ich auf S. 1193 Spalte 2 meines Berichtes angeführt habe.

Hochachtungsvoll

Charlottenburg, 3. August 1905. Josse.

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.

Hr. E. Rein, Bielefeld, teilt uns mit, daß er, der Anregung des Hrn. Fr. Ruppert (s. Z. 1905 S. 1180) folgend, durch briefliche Anfrage bei der Firma William Sellers & Co. in Philadelphia festgestellt habe, daß diese Firma die sogenannte Graysche Schaltdose schon 1861 angewandt hat, also zu einer Zeit, als der übrige amerikanische Werkzeugmaschinenbau noch so ziemlich in den Windeln lag. Es sei daher nicht anzunehmen, daß Sellers diese Konstruktion von andrer Seite übernommen habe. Die Redaktion.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandsrates am 17. Juni 1905 in Magdeburg.

(Schluß von S. 1376)

15) Antrag des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines.

Der Antrag lautet:

Die Hauptversammlung wolle beschließen, daß der von dem Vorstande des Hauptvereines gemäß § 31 des Vereinsstatuts an die Bezirksvereine zu überweisende Betrag von 5 *M* auf 10 *M* für jedes Mitglied erhöht wird. Demgemäß wird beantragt, den letzten Absatz des § 31 des Vereinsstatuts wie folgt abzuändern: »Von dem jährlichen Beitrag von 20 *M* überweist der Vorstand dem Bezirksverein, welchem das Mitglied sich etwa angeschlossen hat, den Betrag von 10 *M*, während 10 *M* der Kasse des Gesamtvereines verbleiben; gehört das Mitglied mehreren Bezirksvereinen an, so gebührt der Betrag von 10 *M* demjenigen Bezirksverein, welchen das Mitglied selbst bezeichnet.«

Hr. Buschkiel vertritt die Stellung des Dresdener Bezirksvereines, der sich für die Stärkung der Bezirksvereine durch Ueberweisungen des Gesamtvereines ausgesprochen hat, jedoch die Entscheidung, in welcher Höhe das geschehen soll, von dem Ergebnis einer Erhebung über die Geldverhältnisse der einzelnen Bezirksvereine abhängig machen will.

Hr. Blümcke stellt zunächst klar, daß der Mannheimer B.-V. mit seinem Antrage nicht beabsichtige, die bisherigen Zuschüsse des Gesamtvereines aufhören zu lassen; auch mit der Hausbaufrage habe der Antrag nichts zu tun, sondern er solle nur dem Bedürfnis entsprechen, die Bezirksvereine als solche zu stärken. Denn der Gesamtverein sei ja eigentlich nichts weiter als die Gesamtheit der in Bezirksvereinen zusammengeschlossenen Vereinsmitglieder und derjenigen, die keinem Bezirksverein angehören. Die Bezirksvereine bedürfen größerer Geldmittel, um wissenschaftlich und auch gesellschaftlich besser hervortreten zu können als bisher.

Hr. Haßler unterstützt die Anregung des Dresdener B.-V. für den Fall, daß der Antrag des Mannheimer B.-V. abgelehnt werden sollte.

Hr. Liebig macht darauf aufmerksam, daß gerade vom Mannheimer B.-V. jahrelang der Widerspruch gegen die gesteigerten Ausgaben des Vereines ausgegangen sei. Die Erfüllung der Wünsche des Mannheimer B.-V. erfordere etwa 100000 *M* jährlich, dazu seien aber die Mittel nicht vorhanden. Das Vermögen des Vereines sei im Interesse der gesamten deutschen Technik angesammelt und sollte auch so verwendet werden. Anzuerkennen sei, daß die kleinen Bezirksvereine verhältnismäßig stärkerer Unterstützung bedürfen als die großen. Aus dieser Erwägung sei die vom Ruhr-B.-V. aufgestellte Stufenreihe entstanden.

Hr. Dietrich erkennt an, daß die Beschäftigung mit dem Hausbau den Breslauer B.-V. zur Stellung seines Antrages veranlaßt hat, weil sich dabei herausgestellt habe, über wie große Geldmittel der Verein verfügen könne. Er schildert die Schwierigkeiten, mit denen die kleineren Bezirksvereine zu kämpfen haben, und diesen Schwierigkeiten abzuhelfen, sei der Zweck des Antrages. Wenn es jetzt heiße: es ist kein Geld vorhanden, so liege darin ein Widerspruch gegen frühere Angaben, die der Aufklärung bedürfen.

Hr. Taaks hebt hervor, wie gering die Leistung des einzelnen Mitgliedes an den Gesamtverein im Vergleich zu dem sei, was der Gesamtverein den einzelnen Mitgliedern leiste; der Mitgliedbeitrag von 20 *M* decke noch nicht einmal die Kosten der Zeitschrift. Ebenso gering sei mit 5 oder 6 *M* der Beitrag des einzelnen Mitgliedes an den Bezirksverein. Aus diesen Gesichtspunkten heraus sei ein Bedürfnis, den Bezirksvereinen mehr Geldmittel zu überweisen, nicht herzuleiten. Die großen Geldmittel des Vereines stammen nicht von den einzelnen Mitgliedern, sondern von der Zeitschrift, dem gemeinsamen Unternehmen aller Mitglieder, und demgemäß müssen die Geldmittel auch der Gemeinschaft erhalten bleiben und von der Gemeinschaft verwendet werden. Der Redner erkennt die Bedeutung der Bezirksvereine in vollem Maße an, aber er kann nicht anerkennen, daß eine Geldzuwendung eine Förderung des geistigen Lebens bedeute. Oft sei das Gegenteil der Fall; die erkauften Vorträge von Wanderrednern seien häufig durchaus nicht als eine Förderung, sondern als eine Minderung des geistigen Lebens zu betrachten. Wenn es sich um einzelne Ausgaben handle, z. B. für Anschaffung eines Lichtbildwerfers und dergl., so sei es gewiß erwünscht, daß dann der Gesamtverein Hülfe leiste;

aber ein für allemal nach einer bestimmten Verteilungsregel den Bezirksvereinen die Geldmittel des Hauptvereines zuzuführen, sei entschieden verwerflich; nur durch die Vereinigung der Kräfte sei der Verein so groß und stark geworden; er sollte sich also vor Zersplitterung hüten.

Hr. Weyland tritt in jeder Beziehung den Ausführungen des Vorredners bei.

Hr. v. Bach: »Wenn ich mir erlaube, das Wort zu ergreifen, so tue ich das mit Rücksicht darauf, daß ich seit rund einem Vierteljahrhundert an den Arbeiten unsres Vereines lebhaften Anteil nehme und infolgedessen mir auch ein Urteil — wenn auch der Natur der Sache nach nur ein beschränktes — über die geistige Tätigkeit des Vereines bilden kann, wie sie während dieser Spanne Zeit in die Erscheinung getreten ist, nicht bloß in den Bezirksvereinen, sondern auch auf den Hauptversammlungen, den früheren Delegierten- und den jetzigen Vorstandsratversammlungen. Ich glaube imstande zu sein, einen Vergleich zu ziehen: wie war diese Tätigkeit früher und wie ist sie heute?

Es ist von einigen Rednern bemerkt worden, daß die Ueberschüsse des Vereines Veranlassung gegeben haben, die Anträge auf eine höhere, »standeswürdigere« Alimentierung der Bezirksvereine zu stellen. Ich bitte Sie, mir diese Bezeichnung zu gestatten, da sie die Sache gut zu treffen scheint. M. H., ich glaube, es sind nicht bloß diese Ueberschüsse die Ursache zu diesen Anträgen, sondern es ist ein tieferer Grund vorhanden, der zu den Anträgen oder doch zu der weitgehenden Unterstützung, die diese gefunden haben und noch finden werden, Anlaß geboten hat. Diesen Grund erblicke ich in der Tatsache, daß eine bedeutende Zahl von Bezirksvereinen schon seit längerer Zeit die Erfahrung macht, daß die geistige Tätigkeit in ihnen die Neigung zum Zurückgehen hat, jedenfalls nicht die Höhe erreicht, welche anzustreben ist, und ich betrachte deshalb die Anträge, die gestellt worden sind, lediglich als ein Mittel, die geistige Tätigkeit der Bezirksvereine zu heben. (Beifall.) Aber, m. H., es ist mir überaus zweifelhaft, ob lediglich durch die Zuweisung von Geldmitteln, sei es nach dem einen oder dem andern Maßstab, die geistige Tätigkeit gehoben werden wird. Ich möchte Ihnen deshalb den Vorschlag machen, einen Ausschuß einzusetzen, der die Frage der Unterstützung der Bezirksvereine durch den Gesamtverein studiert, insbesondre nach der grundsätzlichen Seite: wie kann die geistige Tätigkeit der Bezirksvereine durch den Hauptverein gehoben werden? (Beifall.) Ich gehe hierbei davon aus, daß der berechtigte Grundgedanke, der in den gestellten Anträgen enthalten ist, immer wieder kommen wird; Sie können die Anträge heute ablehnen, der berechtigte Grundgedanke wird in neuen Anträgen wiederkehren.

M. H., mir scheint es viel zweckmäßiger zu sein, daß Sie die Frage einmal in grundsätzlicher Hinsicht eingehend und erschöpfend studieren, als daß Sie heute über eine Unterstützungskala abstimmen. Durch eine solche Abstimmung wird die Aufgabe nicht gelöst. Das ist meine feste Ueberzeugung. Ich gehöre dem zweitgrößten Bezirksverein an. Der Meinungsaustausch, den ich vor wenigen Minuten mit meinem Herrn Nachbar gepflogen habe, der ebenso wie ich in zwei Perioden vier Jahre Vorsitzender unsres Bezirksvereines gewesen ist, bestätigt, daß trotz der tausend Mitglieder, die letzterer jetzt besitzt, die Beschaffung von Vorträgen heute vielleicht schwieriger ist als zu der Zeit, da die Mitgliederzahl nur ein Vierteltausend betrug. (Zuruf: Viel schwieriger!) Sie wollen daraus erkennen, daß die Sache tiefer liegt und nicht aus dem Handgelenk heute erledigt werden kann, sondern daß sie von einer Anzahl Vereinsmitglieder, denen das Gedeihen des Vereines am Herzen liegt, von einem Ausschuß, in welchem die Bezirksvereine, die für Geldbewilligung sind, ausreichend vertreten sein sollten, gründlich erörtert werden muß. In diesem Ausschuß sollte die Frage der Unterstützung der Bezirksvereine durch den Hauptverein studiert werden und namentlich nach der grundsätzlichen Richtung, nach der Richtung: wie kann das geistige Leben der Bezirksvereine gehoben werden? M. H., dann kommen wir vielleicht übers Jahr zu Anträgen, welche dahin führen können, daß die geistige Tätigkeit gehoben wird. Wenn Sie heute eine höhere Alimentierung durch Geldbeiträge bewilligen, dann würde der Effekt bei dem einen Bezirksverein vielleicht positiv und bei anderen Bezirksvereinen wahrscheinlich negativ sein.« (Beifall.)

Hr. Veith verweist auf die Erfahrungen, die er als Vorsitzender des Schleswig-Holsteinischen Bezirksvereines gemacht hat, und auf die Steigerung, die das Leben in den Bezirksvereinen durch deren wertvolle Veröffentlichungen erfahren hat. Diese Veröffentlichungen kosten Geld, und dieses Geld könne der Gesamtverein liefern, ohne selbst Schaden zu leiden. Der Redner unterstützt den Antrag des Hrn. v. Bach.

Auch Hr. Lehmer berichtet über seine Erfahrungen als langjähriger Vorsitzender eines Bezirksvereines. Er hält es für notwendig, das geistige Leben in den Bezirksvereinen durch Vorträge zu heben, zu denen gebotenenfalls auswärtige Kräfte heranzuziehen sind; denn die jüngeren Ingenieure, aus denen sich jetzt mehr und mehr die Bezirksvereine zusammensetzen, seien häufig von Geschäfts wegen verhindert, über ihre Erfahrungen zu berichten. Der vorliegende Antrag sei aber insofern zu bekämpfen, als er einen gleichen Satz pro Kopf aller Bezirksvereine in Aussicht nehme. Das würde bei den großen Bezirksvereinen zum Ueberfluß führen, ohne daß die Not der kleineren Bezirksvereine richtig gehoben würde.

Hr. Hase erinnert als langjähriger Vorsitzender eines kleineren Bezirksvereines daran, daß es trotz sehr scharfer Meinungsgegensätze und vielseitiger Bestreitung vor einer Reihe von Jahren als notwendig erkannt worden sei, den Bezirksvereinen erst je 300 *M*, dann je 500 *M* zu bewilligen und daß diese Zuweisungen den kleinen Bezirksvereinen ganz außerordentlich geholfen haben. Die Verteilung größerer Geldmittel an die Bezirksvereine pro Kopf der Mitgliederzahl sei zu bekämpfen, dagegen der Antrag des Bezirksvereines an der niederen Ruhr: Bemessung der Beihülfe nach Staffelsätzen, zu erwägen. Nur sei zu erwarten, daß, wenn gerade den kleinsten Bezirksvereinen die pro Kopf höchsten Geldmittel zuflössen, sich noch weitere kleine Bezirksvereine in größerer Anzahl begründen würden.

Der Redner ist der Meinung, daß die mit den Zuweisungen des Gesamtvereines beschafften Vorträge, falls sorgfältig ausgewählt, und die zurzeit schon in größerer Anzahl regelmäßig gebotenen, teilweise vorzüglich ausgestatteten eigenen Berichte der kleineren Bezirksvereine weit vollkommenere und bessere Belehrung gebracht haben als die Veröffentlichungen in der Zeitschrift, in denen die Sitzungsberichte der Bezirksvereine häufig zu knapp behandelt, zuweilen selbst die Themata der Vorträge nur abgekürzt erwähnt würden. Wenn die Zeitschrift für längere Berichte nicht genügenden Raum frei machen könne, sollte sie wenigstens die Verhandlungsgegenstände der einzelnen Bezirksvereine vollständiger verzeichnen und auf die von den einzelnen Bezirksvereinen für ihre Mitglieder herausgegebenen inhaltsvolleren Berichte hinweisen, um so den Austausch von Vortragenden und Vortragsberichten zwischen den Bezirksvereinen zu fördern.

Gegenüber dem Antrag des Hrn. v. Bach zieht Hr. Blümcke als Vertreter des Mannheimer Bezirksvereines dessen Antrag zurück.

Hr. Dietrich als Vertreter des Breslauer Bezirksvereines tut das Gleiche.

Hieraut wird ein Antrag auf Schluß der Verhandlung angenommen und der Antrag des Hrn. v. Bach einstimmig in folgender Wortfassung genehmigt.

»Der Vorstand möge sich durch einen Ausschuß ergänzen, welcher die Frage der Unterstützung der Bezirksvereine durch den Gesamtverein namentlich nach der Richtung hin prüfen soll, inwieweit die geistige Tätigkeit der Bezirksvereine durch den Gesamtverein gehoben werden kann.«

Im Anschluß an die beiden letzten Punkte der Tagesordnung macht mit Erlaubnis des Vorsitzenden der Vereinsdirektor die folgenden Ausführungen:

»M. H., die Verhandlungen unsres Vereines in den letzten Jahren lassen deutlich erkennen, daß die Ausgaben für seine bisherigen Unternehmungen und Leistungen die Einnahmen bei weitem nicht erreichen; und da der Verein nicht die

Aufgabe hat, Vermögen anzusammeln, sondern seine reichlichen Geldmittel nutzenbringend verwenden will, treten in neuerer Zeit wiederholt Vorschläge in dieser Richtung hervor. Man wird nicht irren, wenn man z. B. den Vorschlag, ein neues Vereinshaus zu bauen, unter anderm auch auf diese Erwägungen zurückführt, und jedenfalls liest man aus den beiden Anträgen des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines heraus: Wir haben ja soviel Geld, es kommt nur darauf an, es nützlich zu verwenden. (Bravo!) In diesem Sinne möchte ich auch meine folgende Anregung betrachtet sehen, zu der mich der Vorstand ermächtigt hat.

Als wir die Hilfskasse für deutsche Ingenieure begründeten, wurden schon damals und seitdem öfters Stimmen laut, die wünschten, daß wir weiter gehen, nicht nur für Fälle plötzlicher und vielleicht vorübergehender Not sorgen, sondern auch die Fürsorge für arbeitsunfähig gewordene Mitglieder ins Auge fassen möchten. Mit den damals verfügbaren Mitteln wurde jedoch zunächst nur das enger begrenzte Unternehmen der Hilfskasse ins Werk gesetzt. Es dürfte nun aber der Zeitpunkt gekommen sein, auch die Frage der Fürsorge für diejenigen unsrer Mitglieder zu erörtern, die durch Alter und Invalidität außerstande sind, sich ihren Unterhalt zu erwerben, und die während ihrer Arbeitslebenszeit kein genügend großes Vermögen zurückgelegt haben. (Beifall.)

Es ist sofort klar, daß es sich hierbei um ein viel größeres und in seiner Tragweite viel bedeutenderes Unternehmen handeln würde, wenn der Verein deutscher Ingenieure eine Kasse für Alters- und Invaliditätsversorgung seiner Mitglieder errichtete. (Beifall.) Die Hilfskasse ist, wie Ihnen wohl bekannt, überhaupt nicht ein integrierender Bestandteil des Vereines deutscher Ingenieure, sondern ein Unternehmen seiner Mitglieder, zu dem der Gesamtverein einen namhaften Beitrag zahlt; und die von ihr gewährten Unterstützungen erstrecken sich nie über ein Jahr hinaus. Bei einer Alters- und Invaliditätskasse wären solche Einschränkungen nicht möglich; ihre Verpflichtungen könnten eine solche zeitliche Beschränkung nicht erfahren, und um ihr das nötige Vertrauen zu sichern, müßte sie mit dem Verein und seinem Vermögen unlösbar verbunden sein. Es fragt sich also vor allem, und das ist die Frage, auf die sich heute unsre Verhandlung erstrecken sollte: ist es überhaupt nach dem Wesen und Statut unsres Vereines zulässig, eine solche Kasse zu begründen? Würde diese Frage bejaht und zugleich die Nützlichkeit eines solchen Unternehmens anerkannt, dann müßte Ihnen zur Erörterung zahlreicher weiterer Fragen, welche die Einrichtung und die Wirksamkeit einer solchen Kasse betreffen, eine sorgfältig durchgearbeitete Vorlage gemacht werden; heute wäre es meines Erachtens zu früh, sich hiermit eingehend zu beschäftigen; heute sollte es sich vor allem darum handeln: ist ein solches Unternehmen nützlich und ist es für uns ausführbar?« (Beifall.)

Der Vorsitzende fragt, ob die Versammlung sich mit dem vom Redner angeregten Gegenstand beschäftigen will.

Hr. Breidenbach begrüßt die Anregung des Vereinsdirektors dankbar, glaubt jedoch, das Weitere dem Vorstande überlassen zu müssen.

Die Versammlung ist hiermit einverstanden.

16) Ort der nächsten Hauptversammlung.

Hr. Becker überbringt die Einladung des Berliner Bezirksvereines und hofft, daß ihr ungeachtet der mancherlei Schwierigkeiten, die zu gewissen Einschränkungen Anlaß geben werden, gern Folge geleistet wird.

Auf Wunsch des Vorsitzenden teilt der Vereinsdirektor mit, welche Beschränkungen vom Vorstand in Aussicht genommen sind, und in welcher Weise sie durchgeführt werden sollen. Diese Beschränkungen sollen sich gemäß dem Wunsche des Berliner Bezirksvereines lediglich auf die Festlichkeiten, nicht aber auf die wissenschaftlichen und geschäftlichen Versammlungen beziehen; diese müßten jedem Mitglied zugänglich gemacht werden.

Hr. Treutler und Hr. v. Bach halten es für unzulässig, Beschränkungen in bezug auf die Mitglieder anzuordnen.

Hr. Schöttler findet seine Besorgnisse in bezug auf die beabsichtigten Beschränkungen durch die Ausführungen des Vereinsdirektors entkräftet, insbesondre da es sich im wesentlichen ja nur um das Festessen handeln werde; die Teilnahme am Festessen habe auch bisher schon öfters eingeschränkt werden müssen, weil eben nicht unbeschränkte Räumlichkeiten dafür zur Verfügung standen.

Hr. Schubbert gibt seiner Verwunderung Ausdruck, daß gerade Berlin, die Reichshauptstadt, solche Beschränkungen nötig haben solle.

Der Vorsitzende macht darauf aufmerksam, daß man doch wohl dem festgebenden Bezirksverein das Recht zugestehen müsse, die Einrichtungen und Veranstaltungen der Hauptversammlung nach seinem Ermessen festzusetzen, und es könne dem Berliner B.-V. keinerlei Vorwurf treffen, wenn er in bezug auf das Festessen Einschränkungen für nötig erachte.

Hr. Thomann meint, wenn das Festessen Schwierigkeiten mache, solle man es fortlassen.

Hr. Peters: »M. H., ich bin der Ansicht, daß Sie die nächstjährige Hauptversammlung nicht ganz unter denselben Gesichtspunkten betrachten dürfen wie unsere gewöhnlichen Hauptversammlungen. Wir wollen das 50jährige Jubiläum des Vereines feiern, und ich glaube, es ist im Sinne aller unsrer Mitglieder, daß diese Feier einen außergewöhnlichen, größeren Charakter erhält als unsere gewöhnlichen Hauptversammlungen. Ich setze voraus, daß es der Wille der Mitglieder ist, daß wir zu dieser Feier des 50jährigen Bestehens im In- und Auslande zahlreiche Einladungen ergehen lassen, daß wir wenigstens den Versuch machen, die höchsten Persönlichkeiten unsres Volkes in unsrer Mitte zu sehen, die Spitzen unsrer Behörden, Vertreter unsrer sämtlichen deutschen Staatsregierungen, daß wir den Wunsch haben, die Stätten der Wissenschaft, die mit uns Hand in Hand arbeiten, die Universitäten und technischen Hochschulen bei uns vertreten zu sehen, ebenso die großen, technischen Vereine im In- und Auslande, mit denen wir befreundet sind, wie wir ja auch wiederholt nach England, Frankreich usw. bei solchen Anlässen eingeladen worden sind.

Wenn das die Absicht des Vereines ist — und darüber sich auszusprechen, wäre ja heute sehr am Platze —, dann, m. H., müssen aber auch bei der Veranstaltung dieser Hauptversammlung größere Vorsichten geübt werden, als es sonst der Fall ist. Wir sind es dann unsern Gästen — und nach meiner Schätzung rechne ich auf etwa 200 Gäste, die wir in unsrer Mitte sehen werden — in höherem Maße schuldig, als es bei gewöhnlichen Hauptversammlungen nötig ist, ihnen vornehmes Behagen zu schaffen, ihnen alles so günstig wie nur irgend möglich darzubieten, und das wird ohne Einschränkung der Zahl der Festteilnehmer nicht möglich sein.

Nun stelle ich ganz einfach die Frage: Wenn das alles der Berliner B.-V. erwogen hat, was ist dann rätlicher und klüger gehandelt: Heute hier zu sagen: Wir können das nur durchführen mit einer gewissen Beschränkung, oder wenn der Berliner B.-V. gesagt hätte: Wir lassen es ruhig darauf ankommen, und wie es im nächsten Jahre laufen wird, soll uns ganz einerlei sein. Dann wären die Mitglieder aus sämtlichen Bezirksvereinen in großer Zahl gekommen und es wäre ihnen gesagt worden: Platz haben wir nicht für euch, unser Saal ist nicht groß genug. M. H., diese Antwort hat uns zwar schon öfter gegeben werden müssen; aber wäre es wohl richtig gewesen, wenn der Berliner B.-V. es darauf hätte ankommen lassen? Ich finde es ebenso klug wie redlich, daß er diesen Punkt hier zur Sprache gebracht hat.

Es wird immer gesagt: die Hauptstadt Berlin wird doch wohl ein geeignetes Lokal haben. M. H., wir haben in Berlin Säle von allen Größen, bis zu 5000 Personen. Aber von allen den Sälen, die bei unserm Berliner Vorstand Revue passiert haben, haben wir sagen müssen: Man kann keine vornehme Festlichkeit darin feiern. Das sind große Brauereisäle irgendwo draußen im Friedrichshain oder sonstwo. Die Zahl der Säle in Berlin, wo Sie mit der genügenden Vornehmheit auftreten können, und wo Sie sicher sind, den Anwesenden ein gutes Essen gut serviert zu liefern, mit guten

Weinen, die sind sehr dünn gesät in Berlin, außerordentlich dünn, und deshalb ist es vom Berliner B.-V. klug und vorsichtig gewesen, daß er alle diese Bedenken, die er bei der Sache hat, hier heute zur Sprache bringt. Wenn Sie zu der Meinung kommen sollten, daß eine Beschränkung in bezug auf das Festessen unmöglich ist, dann müßte eben der Berliner B.-V. auf seine Absicht verzichten. Sie dürfen wirklich glauben, daß im Vorstande des Berliner B.-V. alle diese Erwägungen — und sie sind wichtig und notwendig unsern Gästen gegenüber — reiflich angestellt worden sind, und wir sind, wie der Herr Vorsitzende schon gesagt hat, dem Berliner B.-V. gewiß zu Dank dafür verpflichtet, daß er seine Bedenken hier zur Spache gebracht hat.«

Hr. Liebig macht gegenüber dem Mißmut gegen die Vorsichtsmaßregeln des Berliner B.-V. darauf aufmerksam, daß die größte Beschränkung den eigenen Mitgliedern des Berliner B.-V. auferlegt werde, von denen sich nur ein ganz kleiner Teil an den festlichen Veranstaltungen beteiligen könne.

Hr. Klein empfiehlt, das Wort »Beschränkung« zu beseitigen, und an Stelle dessen einen Verteilungsmodus einzuführen, mit dem dasselbe erreicht werde.

Auch Hr. Herzberg ist der Meinung, daß man nicht von »Beschränkung« reden, sondern lediglich bestimmen solle, zum Festessen können nicht mehr als 1000 bis 1200 Mitglieder zugelassen werden; im übrigen werde sich die Beschränkung schon von selbst ergeben, z. B., wenn eine Vorstellung im Theater gegeben würde, bei einem Konzert oder dergl. Auch die schablonenmäßige Verteilung der Plätze auf die Bezirksvereine solle man in diesem Falle unterlassen, vielmehr einige Wochen oder auch einige Monate vor der Hauptversammlung verbindliche Erklärungen von denjenigen Mitgliedern, die teilnehmen wollen, verlangen, und an diejenigen, die sich nicht früh genug gemeldet haben, schreiben, daß für sie kein Platz mehr da sei.

Der Vorsitzende empfiehlt, die Einladung des Berliner Bezirksvereines zur nächstjährigen Hauptversammlung anzunehmen und es dem Berliner B.-V. vertrauensvoll zu überlassen, alles nach seinem Ermessen anzuordnen.

Die Versammlung beschließt einstimmig demgemäß.

Im Anschluß an diesen Punkt der Tagesordnung berichtet Hr. Heberle über die Absicht des Mittelrheinischen Bezirksvereines, in Gemeinschaft mit dem B.-V. Rheingau die Hauptversammlung des Jahres 1907 nach Koblenz und Mainz-Wiesbaden einzuladen.

Im Zusammenhang damit wird ein Schreiben des Oberbürgermeisters der Stadt Koblenz verlesen, welcher gleichfalls den Verein deutscher Ingenieure in liebenswürdigster Weise einladet, seine Hauptversammlung im Jahre 1907 in Koblenz abzuhalten.

Die Versammlung begrüßt diese Einladung mit lebhaftem Beifall; jedoch ist hierüber noch nicht Beschluß zu fassen.

17) Haushaltplan für 1906.

Hr. Klein spricht sich dagegen aus, daß der Göttinger Vereinigung ein Jahresbeitrag von 1000 ℳ bewilligt werden soll. Die Verwendung dieser Mittel entziehe sich vollständig der Kontrolle des Vereines deutscher Ingenieure, und es könnten Fälle eintreten, in denen die Verwendung nicht den Wünschen des Vereines entspräche. So seien z. B. Berufungen von Professoren nach Göttingen erfolgt, zum Schaden technischer Hochschulen, mit Hülfe der Geldmittel der Göttinger Vereinigung.

Vorsitzender: »M. H., ich möchte mir erlauben, selbst darauf zu antworten und den Standpunkt des Vorstandes zu vertreten.

Zunächst in bezug auf den letzten Fall, der erwähnt worden ist, möchte ich aussprechen, daß es doch nicht angeht, daß wir irgendwie in den freien Wettbewerb zwischen den verschiedenen Anstalten eingreifen. Es läßt sich genau mit demselben Recht anführen, daß aus Göttingen an die technischen Hochschulen Lehrkräfte übergegangen sind, die vorher noch keinen Lehrauftrag hatten. Ich erinnere z. B. daran, daß der erste Dozent an der Anstalt in Göttingen, Hr. Mollier, an Zeuners Stelle nach Dresden berufen worden ist, und Hr. Prandtl ist schon der vierte Lehrer für technische Physik, der in kurzer Zeit nach Göttingen gekommen ist. Die drei Vorhergegangenen sind von Göttingen aus an technische Hochschulen berufen worden. Es mag ja Hannover in diesem einzelnen Falle für sich einen Nachteil empfinden; dafür haben aber andre technische Hochschulen Vorteile davon gehabt.

Was die Zwecke angeht, die von der Göttinger Vereinigung verfolgt werden, so lassen sich die wohl in der Hauptsache dahin kennzeichnen, daß es sich darum handelt, diejenigen Lehrer der Mathematik und Physik, welche berufen sind, künftig an unsern Mittelschulen in Mathematik und Physik zu unterrichten, auf der Universität nicht bloß auf abstraktem Wege in ihre Wissenschaft einzuführen, sondern ihnen die Möglichkeit der Anschauung, der unmittelbaren Anwendung der Mathematik und der Physik zu geben, so daß sie mit einem geschärften Blick für diese Anwendung ihren Unterricht darnach einrichten können. Es ist seit langer Zeit ein Wunsch gewesen, der auch in unsern Kreisen lebhaft ausgesprochen worden ist, daß der Unterricht in Mathematik und Physik weniger abstrakt und mehr mit Rücksicht auf die unmittelbare Anwendung ausgeführt werden möchte. Das wird nun in Göttingen verwirklicht, und zwar in einer Weise, die jedem, der sich eingehend darüber unterrichtet, die größte Freude bereiten muß, so daß man sagen muß: es wird hier ein Samenkorn gelegt, das im Verhältnis zu den dafür gemachten Aufwendungen eine außerordentlich reiche Ernte verspricht. Diese Bestrebungen, m. H., liegen durchaus im Interesse unsrer eigenen Bestrebungen. Der Wettbewerb, der anfänglich befürchtet worden ist, nämlich der Wettbewerb in der Erziehung von Ingenieuren, ist vollkommen ausgeschlossen. Ich glaube, es wird heute niemand mehr die Befürchtung aussprechen, daß Göttingen die Absicht hat, in bezug auf die Ingenieurerziehung den technischen Hochschulen den Rang streitig zu machen. Es handelt sich neben den künftigen Lehrern der Mathematik und Physik lediglich darum, auch andern Universitätsstudierenden, besonders Verwaltungsbeamten usw., die Möglichkeit zu bieten, über die Anwendung der Naturwissenschaften an Ort und Stelle durch eigene Uebung sich eine Anschauung zu verschaffen.

Nach meiner Auffassung gehören diese 1000 ℳ, die der Verein deutscher Ingenieure etwa dafür bewilligt, zu den allerbest angewandten Mitteln, die der Verein überhaupt aufwenden kann.« (Beifall.)

Hr. v. Borries bestätigt, daß das, was in Göttingen geleistet wird, in Uebereinstimmung mit den langjährigen Bestrebungen des Vereines deutscher Ingenieure auf dem Gebiete des Schulwesens stehe, so daß der Verein durchaus Veranlassung habe, sich darüber zu freuen. Auch das sei erfreulich, daß andre Universitäten dem Beispiele Göttingens folgen, so Leipzig, so Jena, wo auch ähnliche Institute ins Leben gerufen worden seien.

Hr. Klein will die Bestrebungen der Göttinger Vereinigung in der Richtung, daß sie den zukünftigen Reallehrern und Gymnasiallehrern eine mehr technische Bildung gewähren will, durchaus unterstützen; aber er kann es nicht billigen, daß mit den Geldmitteln des Vereines deutscher Ingenieure den technischen Hochschulen Lehrkräfte entzogen werden.

Hr. Veith ersucht um Aufklärung darüber, wie es denn komme, daß in der Denkschrift über den Bau eines neuen Vereinshauses ein jährlicher Ueberschuß von 200000 ℳ in Aussicht gestellt sei, während der vorliegende Haushaltplan nur einen ganz winzigen Ueberschuß aufweise.

Der Vereinsdirektor entgegnet, daß es einem vorsichtigen Finanzminister gezieme, im Haushaltplan die Einnahmen niedrig, die Ausgaben hoch zu schätzen. Das sei auch hier geschehen. Ferner seien in den Ausgaben sehr ansehnliche Posten enthalten, die man nicht als regelmäßig wiederkehrende ordentliche Ausgaben betrachten könne. Auch sei in der Denkschrift über den Bau eines neuen Vereinshauses bei der Schätzung der zukünftigen Jahresüberschüsse auf etwa 200000 ℳ vorausgesetzt, daß die jetzigen Ausgaben für das Technolexikon zum größten Teile fortfallen werden. Nehme man das alles zusammen, so sei wohl die von Hrn. Veith gewünschte Aufklärung darin enthalten.

Hr. Breidenbach beantragt, der Hilfskasse für deutsche Ingenieure 2000 *M* mehr als bisher zu gewähren.

Der Vereinsdirektor macht darauf aufmerksam, daß dieser Antrag schon wiederholt abgelehnt worden sei, und zwar aus dem Grunde, weil bisher die Einnahmen der Hilfskasse noch immer ausgereicht haben, um die Ausgaben zu decken. Sollte wirklich Bedarf eintreten, werde es der Verein an den nötigen Geldmitteln nicht fehlen lassen.

Hr. Pützer ist der Meinung, daß die Ausstattung der Zeitschrift, insbesondre die Deutlichkeit der Zeichnungen und des Textes, der Verbesserung bedürfe; eine Vermehrung des Umfanges der Zeitschrift sei nicht erwünscht.

Der Vereinsdirektor entgegnet, daß die Schriftleitung der Zeitschrift unausgesetzt bemüht sei, in bezug auf die Schönheit der Zeichnungen und die Deutlichkeit des Textes den höchsten Ansprüchen zu genügen, und er glaube wohl aussprechen zu können, daß schönere Strichätzungen und schönere Tafeln als in der Vereinszeitschrift in keiner andern technischen Zeitschrift zu finden seien. Anders stehe es mit den Autotypien. Diese würden viel schöner ausfallen können, wenn die Zeitschrift — wie das bei andern jetzt häufig geschehe — auf gestrichenem Papier und nicht mit Schnellpressen gedruckt würde; bei der erforderlichen Schnelligkeit der Herstellung und der großen Auflage unsrer Zeitschrift könne aber nicht anders als mit Schnellpressen gedruckt werden. Diese erfordern für den Text und die Strichätzungen ein Papier, welches sich für Autotypien weniger gut eignet. Das seien Schwierigkeiten, die in der Drucktechnik liegen; sie ganz zu überwinden, sei nicht möglich.

Was dann den Umfang anbetreffe, so habe sich im Laufe der letzten Jahre der zuströmende Stoff so vermehrt, daß jetzt schon ein Umfang von 5 Bogen wöchentlich die Regel sei. Auch die Redaktion wünsche, hierüber nicht weiter hinaus zu gehen; sie werde aber doch zuweilen, um der zu langen Ablagerung der eingereichten Aufsätze vorzubeugen, von Zeit zu Zeit verstärkte Hefte herausgeben müssen, wie auch bisher schon geschehen.

Auf die Anfrage des Hrn. Becker, woher die 50000 *M* für den Umbau des Vereinshauses und die 10000 *M* für die Bildnisse von Alfred Krupp und Werner Siemens sowie 1000 *M* für das Franzius-Denkmal genommen werden sollen, also 61000 *M*, die im Haushaltplan für 1906 nicht vorkommen, antwortet der Vereinsdirektor, daß diese Ausgaben nicht zum Haushaltplan für 1906 gehören, sondern als besondere Bewilligungen aus den Ueberschüssen des laufenden Betriebsjahres oder, wenn diese nicht ausreichen sollten, aus dem Vereinsvermögen entnommen werden müßten.

Hr. Rosenberg wünscht, daß mehr wirtschaftliche Notizen, z. B. die Preise von Eisen, Kupfer usw., regelmäßig in der Zeitschrift mitgeteilt würden.

Hr. Kießelbach fragt nach den Kosten der Forschungshefte, mit denen er im übrigen sehr einverstanden ist.

Der Vereinsdirektor entgegnet, daß die Herstellungskosten der Forschungshefte sich nicht gut von denen der Zeitschrift trennen lassen, weil vielfach derselbe Satz, dieselben Bildstöcke für beide benutzt werden, auch die Honorare sich auf beides erstreckten, und dergl. mehr. Die Forschungshefte seien aber eine so vorzügliche und des Vereines würdige Unternehmung, daß sie weitergeführt werden sollten, selbst wenn einige tausend Mark jährlich zugeschossen werden müßten.

Hr. Döderlein wünscht, daß, um Prioritätsansprüchen zu genügen, bei den Aufsätzen stets das Datum der Einsendung angegeben werden möchte.

Der Vereinsdirektor entgegnet, daß das auf begründeten Wunsch auch jetzt schon geschehe; es ein für allemal als Regel zu tun, würde der Redaktion Schwierigkeiten bereiten.

Bei der Abstimmung über den Haushaltplan werden der Antrag des Hrn. Breidenbach, 2000 *M* für die Hilfskasse mehr zu bewilligen, und der Antrag des Hrn. Klein, 1000 *M* Beitrag zur Göttinger Vereinigung zu streichen, fast einstimmig abgelehnt und der Haushaltplan, so wie vom Vorstande vorgelegt, genehmigt.

Verschiedene Vereinsangelegenheiten.
Inhaltsverzeichnis der Zeitschrift für die Zeit von 1894 bis 1903.

Auf Antrag des Vorstandes, in dessen Auftrag der Vereinsdirektor die Gründe dafür ausführlich darlegt, wird beschlossen, bei der Hauptversammlung eine Vergütung von 1000 *M* für Hrn. Baumeister Meyer und von 500 *M* für Hrn. Ingenieur Heller für die Bearbeitung des Inhaltsverzeichnisses zu beantragen.

Weltausstellung in St. Louis.

Auf Antrag des Vorstandes beschließt der Vorstandsrat, der Hauptversammlung die Bewilligung einer Vergütung von 1500 *M* an Hrn. Ingenieur Frölich vorzuschlagen, in Anerkennung seiner erfolgreichen Tätigkeit als Vertreter des Vereines deutscher Ingenieure und der ausstellenden Maschinenfabriken auf der Weltausstellung in St. Louis 1904.

Büste für Otto Intze.

Dem Andenken des verstorbenen Mitgliedes und Inhabers der Grashof-Denkmünze des V. d. I. Otto Intze wollen dessen Freunde und ehemalige Schüler eine Büste stiften, welche der Technischen Hochschule zu Aachen überwiesen werden soll. Der Vorstand empfiehlt, 500 *M* dazu zu bewilligen. Der Vorstandsrat ist damit einverstanden.

Hr. Dietrich bringt zur Sprache, daß es den Bezirksvereinen sehr willkommen sein würde, wenn sie häufiger persönliche Fühlung mit den leitenden Organen des Vereines, insbesondre mit dem Vereinsdirektor, haben könnten, und spricht den Wunsch aus, daß der Vereinsdirektor die Bezirksvereine häufiger besuchen möchte.

Hr. Peters dankt für die freundliche Absicht und erkennt die Nützlichkeit dieses Vorschlages an, glaubt aber für seine Person mit Rücksicht auf sein Alter und seine Gesundheit solche Besuche nicht mehr oft ausführen zu können.

Hierauf wird die über die Sitzung aufgenommene Verhandlung verlesen und angenommen.

Hr. Pützer dankt namens der Versammlung dem Vorsitzenden, den Mitgliedern des Vorstandes, dem Direktor und den Beamten des Vereines für ihre erfolgreiche Mühewaltung.

Mit Worten des Dankes hierfür schließt der Vorsitzende die Versammlung.

(Schluß 4¾ Uhr.)

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 35. **Sonnabend, den 2. September 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 12 bis 14)

Bemerkenswerte Kraftmaschinen auf der Weltausstellung zu Lüttich 1905.

Von **H. Dubbel.**

(hierzu Tafel 12 bis 14)

Die diesjährige Ausstellung zu Lüttich verdient bezüglich des Kraftmaschinenbaues insofern besondre Beachtung, als der hochentwickelte belgische Maschinenbau ausgezeichnet vertreten ist, so daß sich zu seinem Studium reichliche Gelegenheit bietet. Außer Belgien haben auf diesem Gebiete nur noch Deutschland und Frankreich in erwähnenswerter Weise ausgestellt.

Die bei der Behandlung der ausgestellten Kolbendampfmaschinen näher zu besprechende Beeinflussung des belgischen Maschinenbaues durch den deutschen hat noch nicht zu jener Beachtung der Gasmaschinen und Dampfturbinen geführt, welche diese Maschinen bei uns gefunden haben. Trotz der in den letzten Jahren gemachten großen Fortschritte im Bau der Gasmaschinen hat die Ausstellung in Düsseldorf 1902 deren Bedeutung für den modernen Großbetrieb besser zum Ausdruck gebracht als die Ausstellung zu Lüttich.

Gasmaschinen.

Gasmaschinen von mehr als 200 PS haben ausgestellt:

Société John Cockerill: 1200pferdige Tandemmaschine von 1000 mm Zyl.-Dmr., 1100 mm Hub und 100 Uml./min; 500pferdige Zwillingsmaschine von 600 mm Zyl.-Dmr., 800 mm Hub und 135 Uml./min.

Société St. Léonard: 600pferdige Maschine.

Gasmotorenfabrik Deutz: 250pferdige Maschine.

Union in Essen: 250pferdige Maschine von 600 mm Zyl.-Dmr., 750 mm Hub und 160 Uml./min.

Carels frères haben einen 500pferdigen Diesel-Motor ausgestellt[1]).

Sämtliche Maschinen werden im Betrieb vorgeführt. Im folgenden sollen nur diejenigen Maschinen besprochen werden, deren Bauart besondres Interesse bietet.

Die von der Société St. Léonard ausgestellte, schön ausgeführte Körting-Maschine, welche die neue Regelung durch Umlauf des Gases mittels Rider-Schiebers zeigt[1]), kann als bekannt vorausgesetzt werden.

Aus der Ausstellung der Gasmotorenfabrik Deutz sind drei Gasmaschinen von 250, 50 und 35 PS Leistung zu erwähnen, von denen jede die Vertreterin einer besondern, von der Größe der Leistung abhängigen Bauart darstellt. Gemeinsam ist diesen Ausführungen die Regelung durch Aendern der Gemischmenge bei gleichbleibender Zusammensetzung des Gemisches.

Die doppeltwirkende Viertaktmaschine von 250 PS Leistung zeigt die von Deutz zuerst ausgeführte Anordnung der Ventile am Zylinder. Fig. 1 stellt den Querschnitt durch den Zylinder und die Anordnung der Steuerung dar. Gas- und Luftventil, deren Zuleitungsquerschnitte von Hand einstellbar sind, liegen, um den Ausbau zu erleichtern, seitlich von dem unveränderlich gesteuerten Einlaßventil. Ihr Hub wird geändert, indem der Regulator den Drehpunkt des Einlaßhebels verlegt.

Die Bauart des Zylinders ist auf Tafel 12 an einer nicht ausgestellten 600pferdigen Zwillingsmaschine dargestellt. Bei dieser älteren Anordnung des Mischventiles werden Gas- und Luftschieber von einer die Spindel des Einlaßventiles rohrförmig umschließenden Hülse gesteuert. Der äußere Kühlmantel ist in der Mitte durchbrochen und an dieser Stelle durch ein stopfbüchsenartig abgedichtetes Ringstück ersetzt, das eine freie Ausdehnung des Mantels gestattet. Die untere Hälfte dieses Ringstückes besteht mit dem Zylinderfuß aus einem Stück. Der verschiedenen Ausdehnung des äußeren und des inneren Mantels ist insofern Rechnung getragen, als die Ventile möglichst nahe an die Endflansche gelegt sind. Die starre Verbindung zwischen beiden Wänden überschreitet die an erprobten Zylinderköpfen festgestellte Länge nicht. Die Anlaßvorrichtung wirkt in der Weise, daß der Einlaßhebel eines Kolbenschiebers durch Verdrehen eines Handgriffes mit einer unrunden Scheibe auf der Steuerwelle in Verbindung gebracht wird. Die Druckluft wird im Viertakt zugelassen.

Die Bauart der 50pferdigen Maschine, welche ebenso wie die besprochene Maschine von einer besondern Braunkohlenbrikett-Gasanlage gespeist wird, stellt die Ausführungsweise der Maschinen von 50 bis 150 PS dar und stimmt im allgemeinen mit derjenigen der 35pferdigen Maschine überein.

[1]) Gasmaschinen von weniger als 200 PS haben weiterhin ausgestellt: John Cockerill (eine stehende, doppeltwirkende Zwillingsmaschine), St. Léonard (eine Reihe Körting-Maschinen), Fêtu-Defize (Maschinen, Bauart Otto), Maison Beer, Ateliers de Construction Boussu (Bauart Winterthur), Anciens Établissements de Cail (100pferdiger Reihenmotor). Von deutschen Firmen sind außer Deutz und Union vertreten die Gasmotorenfabrik Köln-Ehrenfeld, M. Hille, Dresden, und G. Luther A.-G., Braunschweig.

[1]) s. Stahl und Eisen 1905 S. 71.

Bei der 50 PS-Maschine sind Luftschieber und Gasventil beweglich mit der Spindel des Einlaßventiles verbunden, so daß der Hub dieser drei Teile in gleicher Weise vom Regulator verändert wird. Maschinen dieser Bauart werden stets mit Luftschiebern ausgeführt, damit nicht durch die Massenbeschleunigung der größeren Luftmengen das eingestellte Mischungsverhältnis zwischen Gas und Luft gestört wird. Die durch die 35pferdige Maschine vertretene Bauart erhält nur bei Betrieb mit Sauggas einen Luftschieber, der bei Leucht- oder Druckgas fortfällt. Der aus Fig. 2 ersichtliche Drosselschieber in der Luftansaugeleitung dient dazu, um bei Betrieb mit Sauggas in dieser Leitung annähernd den gleichen Ueberdruck aufrecht zu erhalten wie in der Gasleitung, in welcher der Unterdruck vom jeweiligen Zustand des Sauggaserzeugers abhängig ist.

Die 35pferdige Maschine, die zum Betrieb einer ebenfalls von Deutz ausgestellten Pumpe dient, wird von einer Anthrazit-Sauggasanlage gespeist. Von den weiteren, mit bekannter Sorgfalt ausgeführten Ausstellungsgegenständen der Gasmotorenfabrik Deutz ist noch eine Grubenlokomotive mit Bezinbetrieb zu erwähnen.

Fig. 1.

Doppeltwirkende Viertaktmaschine von 250 PS der Gasmotorenfabrik Deutz. Querschnitt durch den Zylinder.

Eine höchst beachtenswerte Gasmaschine, Bauart Reichenbach, führt die Maschinenbau-A.-G. Union in Essen im Betriebe vor. Die Regelung dieser Maschine bezweckt eine Vereinigung der »Gemischregelung« (Vorteile: gleichbleibende Kompression, allmählicher Druckwechsel; Nachteile: Streuung der Diagramme und schwere Entzündbarkeit des Gemisches beim Leerlauf) mit der »Füllungsregelung« (Vorteile: sichere Zündung bei gleichmäßigem Leerlauf; Nachteil: veränderliche Kompression). Dementsprechend werden die Zusammensetzung und die Menge der Gesamtladung verändert; letzteres geschieht jedoch nur so weit, daß eine höhere Verdichtung als bei der Füllungsregelung allein erzielt wird. Um bei kleineren Leistungen dem geringwertigeren und deshalb langsamer brennenden Gemisch mehr Zeit zur Verbrennung zu geben, beeinflußt der Regulator weiterhin den Zeitpunkt der Zündung.

Die mit einfachen baulichen Mitteln durchgeführte Verwirklichung dieses grundlegenden Gedankens ist aus Tafel 13 ersichtlich. Ein auf der verlängerten Kurbelwelle sitzender Achsenregler beeinflußt die angesaugte Luftmenge durch zwei übereinander liegende Schieberplatten, die Gasmenge sowie das Gemisch durch Drosselklappen. Die Mischung geht in einem besondern selbsttätigen Mischventil, Fig. 3 bis 5, vor sich, das bei größeren Maschinen gesteuert wird. Eine »Zündkurve«, die ebenfalls vom Regulator verstellt wird, bildet den Anschlag für die Abreißvorrichtung.

Ein- und Auslaßventile, Fig. 6 bis 9 (S. 1420), werden ebenso wie die Vorrichtungen für Zündung und Anlassen an jeder Zylinderseite durch nur ein Exzenter betätigt. Die Ventile werden durch Wälzhebel mit festem Drehpunkt gesteuert; zwischen Wälzhebel und Wälzkurve sind Laufrollen eingeschaltet, damit die Teile nicht aufeinander gleiten. Das Auslaßventil, Fig. 8 und 9, kann durch Lösen einer einzigen Verbindungsschraube innen nach dem Zylinder herausgezogen werden. Die Laufbüchse des Kolbens und der Zylindermantel sind in einem Stück gegossen. Der Mantel ist in der Mitte unterbrochen und auf beiden Seiten von den Endflanschen durch eine Eindrehung getrennt, Fig. 10 und 11, die mit Gummiringen und Spanndrähten abgedichtet wird. Ebenso wird der mittlere offene Teil des Mantels, Fig. 12 und 13, durch einen leicht abnehmbaren Blechmantel und Gummistreifen abgeschlossen. Dadurch werden Biegungsbeanspruchungen der Flansche, soweit die Ausdehnung durch die

Fig. 2.

Ventil der 35 pferdigen Gasmaschine der Gasmotorenfabrik Deutz.

Fig. 3 bis 5.

Mischventil der Gasmaschine, Bauart Reichenbach.

Wärme in Frage kommt, vermieden; aber auch die großen Zugkräfte werden durch die kegelförmigen Flansche ohne jede Federung auf den Zylinder übertragen, so daß sich die Ventilansätze nicht verziehen können. Außerdem läßt sich der Guß spannungsfrei ausführen. Der ohne Fuß ausgeführte Zylinder wird durch die hintere Führung unterstützt.

Der Kolben, der nach jeder Seite der Maschine hin ausgebaut werden kann, wird in der Art gekühlt, Taf. 13 und Textfig. 14, daß das Wasser durch die Stange zunächst bis zum Kreuzkopf fließt und in diesem seine Richtung umkehrt. Durch ein Messingrohr und ein Verteilstück wird es sodann dem Kolben unten zu- und an der oberen

Fig. 10 bis 13. Einzelheiten des Mantels der Reichenbach-Maschine.

Fig. 10 und 11.

Fig. 12 und 13.

Seite abgeführt, um nach dem am hinteren Ende des Zylinders befindlichen Abflußbehälter zurückgefördert zu werden. Fig. 15 stellt die Kühlwasserpumpe dar, deren Pumpenkörper mit einem seitlich angeordneten hohlen Zapfen, durch den das Kühlwasser zugeleitet wird, in einem Bock unterhalb des hinteren Führungskastens drehbar gelagert ist. Das von unten her leicht zugängliche Saugventil befindet sich im Zylinder, das Druckventil im Fuße des hohlen Tauchkolbens. Der Kopf des Tauchkolbens ist auf einem seitlichen, ebenfalls hohlen Zapfen des Gleitschuhes gelagert, durch dessen Bohrung hindurch das Druckwasser vermittels eines angesetzten Umlaufrohres vom Innern des Tauchkolbens nach dem Hohlraum des Gleitschuhes und von dort in die Kolbenstange geführt wird.

Für das Anlassen mit Druckluft wird zunächst die Auslaßsteuerung von Hand auf Zweitakt eingestellt, so daß die Verlängerung des zweiarmig ausgebildeten unteren Wälzhebels der Auslaßsteuerung mittels eines zwischengeschobenen Uebertragungskeiles während eines jeden zweiten Hubes auch auf den oberen Wälzhebel einwirkt und das Auslaßventil ent-

Fig. 6 und 7.

Einlaßventil der Reichenbach-Maschine.

Fig. 8 und 9.

Auslaßventil der Reichenbach-Maschine.

sprechend öffnet. Das in der wagerechten Zylinderebene liegende Anlaßventil wird durch einen Handgriff in den Wirkungsbereich einer seitlich an der Einlaßexzenterstange angebrachten Laufrolle gerückt, wobei, damit sogenannte Knaller vermieden werden, die Zündung durch Kurzschließen des Stromkreises ausgeschaltet wird.

Die bei der ausgestellten Maschine angewendete Geradführung wird bei größeren Leistungen, wo die Zugänglichkeit von oben her doch verloren geht, durch die geschlossene Form ersetzt. Erwähnenswert ist die übersichtliche Anordnung der Rohrleitungen für Kühlwasser usw.

Der Wärmeverbrauch von doppeltwirkenden Tandemmaschinen dieser Bauart soll bei Vollast unter 2200 WE bleiben; dieser Wert wurde nämlich mit einer älteren, einfachwirkenden Vierzylindermaschine erreicht, deren mechanischer Wirkungsgrad wesentlich tiefer liegt. Die in thermischer wie mechanischer Hinsicht vorteilhafte Regelung, die geschickte Durchbildung aller Einzelheiten, die Einfachheit des ganzen Entwurfes stellen diese Bauart als weiteren Fortschritt im Gasmaschinenbau dar.

Fig. 14. Kolbenkühlung.

Die Société John Cockerill wendet sowohl die Regelung mit unveränderlicher als auch mit veränderlicher Verdichtung an. Die erstere wird mit Rücksicht auf den Druckwechsel bei schnellaufenden Maschinen ausgeführt, während die zweite Regelungsart bei Maschinen mit geringer Umlaufzahl und gleichmäßiger Belastung sowie für die Antriebmaschinen von Gebläsen zur Anwendung gelangt, da bei letzteren der Winddruck den erforderlichen Verdichtungsdruck bei geringeren Belastungen ersetzt. Die Steuerungen für beide Regelungsarten sind in Fig. 16 und 17 dargestellt. In beiden Fällen wird die Klinke durch eine an der Ventilhaube gelagerte un-

Fig. 15. Kühlwasserpumpe.

runde Scheibe ausgelöst, deren Schwingungen vom Regulator beeinflußt werden. Bei der Regelung durch veränderlichen Gasgehalt, Fig. 16, ist der Luftschieber mit der Spindel des Einlaßventiles fest verbunden, während das doppelsitzige Gasventil auf einer Hülse sitzt, deren Feder von der abwärtsgehenden Ventilspindel gespannt wird. Das Gasventil öffnet zeitlich nach dem Einlaßventil, sobald sein Hebel vom Regulator freigegeben wird, und zwar entsprechend dem Hube des Luftschiebers.

Da bei der Regelung durch Aendern der Ladungsmenge im Falle geringer Belastung verhältnismäßig große Unterdrücke im Zylinder entstehen, welche die Auslaßventile in die Höhe saugen, falls nicht sehr starke, das Steuergestänge schwer belastende Schlußfedern angewendet werden, zeigt Fig. 17 kettenschlüssigen Antrieb beider Ventile nach Art der Leavitt-Steuerung, wobei naturgemäß, nachdem die Ventile geschlossen sind, Totgang des äußeren Gestänges eintreten muß. Die an der Hülse befestigten Verteilorgane für Gas und Luft öffnen gleichzeitig mit dem unveränderlich gesteuerten Einlaßventil. Luft- und Oelpuffer dämpfen, nachdem die zur Schließbewegung dienenden Teile ausgeklinkt sind.

Die Figuren zeigen auch die Zufuhr des Kühlwassers zu den Auslaßventilen.

Auf Tafel 14 ist die allgemeine Anordnung der 1200-pferdigen Tandemmaschine dargestellt, für welche die durchgehenden Balken kennzeichnend sind.

Die ausgestellte Maschine weist noch die ältere Bauart auf, bei der — wie bei der Deutzer Maschine erwähnt — der Zylindermantel aus zwei Teilen besteht, deren unterer zugleich als Fuß dient. Auf diesem sind die Balken gleitend angeordnet. Bei neueren Ausführungen werden die Zylinder einteilig ohne Fuß gegossen und an die Balken gehängt.

Fig. 16. Steuerung von der Société John Cockerill für veränderlichen Gasgehalt.

Fig. 17. Steuerung von der Société John Cockerill für veränderliche Ladungsmenge.

Da die Zylinder mit den Balken nur an einer Stelle durch Nasen und Schrauben verbunden werden, so können sie sich frei ausdehnen. Als weitere Vorteile sind hier zu nennen: Erleichterung der konstruktiven Aufgabe und leichte Auswechselbarkeit der Zylinder. Diesen stehen als gewichtige Nachteile die kostspielige Bearbeitung und die unzuverlässige Aufstellung gegenüber.

Eigenartig ist fernerhin die Befestigung der Deckel mittels durchgehender Zugstangen, wodurch die Zylinder von Längsspannungen entlastet werden sollen. Außerdem werden Bedenken gegen die bei großen Bolzendurchmessern nicht mehr zuverlässigen Gußgewinde geäußert. Demnach sind die Endflansche eigentlich überflüssig; die an den Zylinderenden erforderliche Abdichtung läßt sich auch durch die Deckel erreichen, so daß sich die Ausführung eines spannungsfreien Zylinders nach Art desjenigen der Union-Maschine sehr leicht ermöglichen ließe. Fig. 18 zeigt das Aeußere der Cockerill-Maschine.

Als Wärmeverbrauch gibt die Société Cockerill 2600 WE für die in doppeltwirkenden Tandemmaschinen geleistete Nutzpferdestärkenstunde an. Das zu verwendende Gas darf höchstens 0,1 g Staub in 1 cbm enthalten.

Carels frères, Gent, haben einen dreizylindrigen Diesel-Motor ausgestellt, der bei 560 mm Zylinderdurchmesser, 750 mm Hub und 150 Uml./min 500 PS_e leistet

Fig. 18.

Tandem-Gasmaschine von 1200 PS der Société John Cockerill.

Fig. 19 und 20.

500pferdiger Diesel-Motor von Carels frères, Gent.

Den Aufbau zeigen Fig. 19 und 20, aus denen ersichtlich ist, daß die drei Einzelmaschinen, um die unabhängige Ausdehnung eines jeden Zylinders zu sichern, nur durch die Grundplatte miteinander verbunden sind. Die Kurbeln sind um 120° gegeneinander versetzt. Die Ventile sind in den Figuren 21 bis 26 dargestellt. Der Plattenzerstäuber sowie die im Viertakt wirkende Anlaßvorrichtung mit exzentrischer Hülse sind aus der Veröffentlichung von E. Meyer in Z. 1903 S. 638 bekannt. Der Hebel des Saugventiles befindet sich ebenfalls auf dieser Hülse, wodurch mittels eines entsprechend geformten Kammes die Verdichtung während des Anlaufens auf 15 at erniedrigt werden kann. Die Maschine läuft infolgedessen sehr schnell mit nur einem Zylinder unter Luftdruck an; die beiden andern Zylinder zünden sofort.

Der Einlaßhebel des Brennstoffventiles, Fig. 21, besteht aus zwei Teilen, damit beim Oeffnen dieses Ventiles die Steuerwelle nicht abgenommen zu werden braucht. Die obere der beiden in Fig. 21 sichtbaren Rohrleitungen steht mit einem

Probierventil in Verbindung, so daß vor dem Anlassen leicht festgestellt werden kann, ob die Leitung mit Oel gefüllt ist. Das Auspuffventil, Fig. 25, und die Auspuffleitung werden durch Wasser gekühlt. Der Kolben wird in bekannter Weise geschmiert, Fig. 24, indem in der unteren Totlage das Oel zwischen dem ersten und zweiten Ring an 12 Punkten eintritt. Die Oelkammer besteht aus einer Eindrehung im Zylinder, die durch einen warm aufgezogenen Ring geschlossen wird. Der Kreuzkopfzapfen wird dadurch geschmiert, daß eine Nut in ihm mit einer Schmierstelle in Verbindung tritt.

mittels des Handrades verstellt werden. Wird die normale Umlaufzahl um 10 vH überschritten, so wird dadurch, daß eine Nase aus dem Regler vorspringt und eine mit steilgängigem Gewinde versehene Stange gedreht wird, das Saugventil dauernd offen gehalten, so daß die Maschine still steht. Durch jeden der beiden in der Figur dargestellten Handhebel kann die Maschine wieder eingerückt werden.

Carels frères liefern Diesel-Motoren hauptsächlich nach England. Der dort benutzte Brennstoff ist ausschließlich Texas-Rohöl von 0,92 bis 0,94 spez. Gewicht bei 15° Temperatur.

Fig. 21 bis 26. Ventile des Diesel-Motors.

Die drei Zylinder werden durch eine Brennstoffpumpe gespeist, deren Tauchkolben durch ein Exzenter auf der senkrecht stehenden Antriebwelle bewegt wird. Um das Oel gleichmäßig zu verteilen, sind vor jedem Zylinder von außen einstellbare Widerstände eingeschaltet, durch welche das Oel mit einer Geschwindigkeit von 25 bis 30 m/sk hindurchgepreßt wird.

Die Druckluft wird in zwei dreistufigen Kompressoren mit Differentialkolben erzeugt, deren Aufnehmer mit Röhrenkühlung versehen sind. Die Kompressoren sind im Fundamentkeller aufgestellt und werden elektrisch angetrieben. Sowohl Carels frères als auch andre Firmen haben das Verfahren, Luft aus dem Arbeitszylinder anzusaugen, aufgegeben, da diese Luft unrein ist und die Pumpen verschmutzt. Der Luftdruck wird von Hand am Saugventil der Niederdruckzylinder durch Abdrosseln geregelt. Der Einblasedruck beträgt bei Leerlauf 45 bis 50 at und bei voller Belastung 60 bis 65 at.

Zur Regelung wird das während des Saughubes sich hebende Saugventil während des Druckhubes längere oder kürzere Zeit offen gehalten, zu welchem Zweck die Voreilung des Exzenters von einem Achsenregler geändert wird, Fig. 27. Die Umlaufzahl kann durch Aendern der Federspannung

An der ausgestellten Maschine ist von Longridge ein thermischer Wirkungsgrad, bezogen auf die PS_i-Stunde, von 39,6 vH bei Vollbelastung und von 44,9 vH bei halber Leistung festgestellt worden. Mit ihrer prächtigen Formgebung und der vollendeten Bearbeitung stellt diese Maschien ein Glanzstück der Ausstellung dar. Infolge der Einkapselung der Brennstoffpumpe und des Regulators sowie der geschickten Anordnung der Rohrleitungen unter der Plattform und der zu ihr führenden Treppe ist der äußere Eindruck ein sehr ruhiger.

Die Dampfturbinen.

Wie schon eingangs erwähnt, ist die Ausstellung auch mit Dampfturbinen nur mittelmäßig beschickt. Belgische Firmen sind mit Dampfturbinen überhaupt nicht vertreten, und es ist in dieser Beziehung bemerkenswert, daß heute belgische Krafthäuser mit Kolbendampfmaschinen allerdings vollkommenster Bauart (so liefern Carels frères und Van den Kerchove 4000 pferdige Zwillings-Tandemmaschinen für

die Brüsseler Elektrizitätswerke) ausgeführt werden. Daß der gewährleistete Dampfverbrauch dieser Maschinen den der Turbinen namentlich bei schwächerer Belastung unterschreitet, ist wohl kaum zu bezweifeln, und da die belgischen Ingenieure häufig genug auf den Dampfverbrauch ausschlaggebenden Wert legen, so dürfte wohl diesem Umstand die Bevorzugung der Kolbendampfmaschine wenigstens zum Teil zuzuschreiben sein. Jedenfalls hat hierbei auch das neuerdings in schroffer Weise hervortretende Bestreben des belgischen Kapitals, Bestellungen möglichst im Lande selbst ausführen zu lassen, eine Rolle gespielt, da — mit Ausnahme der Société Cockerill, die erst in letzter Zeit das Ausführungsrecht für die Parsons-Turbine erworben hat — keine belgische Firma Dampfturbinen baut.

Fig. 27.

Regelvorrichtung des Diesel-Motors.

Fig. 28 bis 31. 40pferdige

Außer einer 5pferdigen Elektra-Turbine und mehreren de Laval-Turbinen sind nur eine 400 KW-Rateau-Turbine von Sautter, Harlé & Co. sowie eine 300pferdige Turbine und eine 40pferdige Turbine der Maschinenbau-A.-G. Union in Essen ausgestellt.

Die 300pferdige Turbine der letztgenannten Firma ist bereits in Z. 1905 S. 1046 beschrieben. Die mit einer Kreiselpumpe gekuppelte zweistufige 40pferdige Turbine ist in Fig. 28 bis 31 dargestellt. Die nach Art der Riedler-Stumpf-Turbine ausgeführte Schaufelung wird nach einem besondern, den Gegenstand des Patentes bildenden Verfahren hergestellt. Die Düsen sind in Stahlplatten eingefräst, die in leicht zugänglicher Weise von außen her in das Gehäuse eingefügt werden. Zur Verringerung der Radreibung sind die Schaufeltaschen geschlichtet, die Radseiten poliert. Der Luftwiderstand wird durch möglichst enges Einkapseln in das Gehäuse vermindert. Die Welle wird durch die engschließenden, ölhaltenden Lager abgedichtet, denen das Oel von innen oder außen zugeführt wird, je nachdem mit Auspuff oder Kondensation gearbeitet wird. Die mit dieser Bauart erreichten recht günstigen Dampfverbrauchsziffern sind in Z. 1905 S. 1048 wiedergegeben.

Kolbendampfmaschinen.

Die Hauptabmessungen einer Anzahl ausgestellter Betriebs-, Hütten- und Bergwerksmaschinen sind in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt.

Liegende Einzylindermaschinen haben noch ausgestellt: Lachaussée in Lüttich, Walschaerts in Brüssel, Beer in Jemeppe, Lebrun in Nimy.

Stehende Maschinen haben ausgestellt: Van den Kerchove (2 Willans-Maschinen), Société anonyme des Moteurs in Sclessin (2 Kapselmaschinen mit Drehschieber), Delaunay-Belleville (2 Maschinen von der in Z. 1905 S. 941 beschriebenen Bauart) und Maison Beer.

Dampfturbine der Maschinenbau-A.-G. Union, mit Kreiselpumpe gekuppelt.

Aussteller	Anordnung	Leistung PS	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Uml./min	Steuerung
Société John Cockerill[1]	Drillings-Tandem	10 000 max.	900 1350	1300	120	Kolbenschieber
»	Zwillings-Verbund	300	375 650	750	140	»
Société La Meuse[2]	Zwilling	4000 kg 1200 m Teufe	950	1600	Fördergeschwindigkeit 15 bis 20 m	Ventil
»	Tandem	600	550 900	1100	110	»
J. J. Gilain[2]	Zwilling	4000 kg 1500 m Teufe	1050	1600	Fördergeschwindigkeit 14 m	»
Jos. Heinrichs	Zwillings-Verbund	300	525 825	1050	80	»
Société Phönix	Tandem	530	450 710	900	130	Corliss
»	»	400	430 715	800	125	»
»	Einzylinder	90	320	600	135	»
Société Liégeoise	Tandem	—	—	—	—	Ventil
Preud'homme	»	600	525 910	1000	110	»
Van den Kerchove	»	600	495 855	1000	110	Kolbenventil
Carels frères	»	600	575 900	950	110	Ventil
Ateliers du Thiriau	»	325	425 690	800	125	Corliss
	Einzylinder	65	325	500	125	»
Weyher & Richemond	Tandem	500	370 640	1050	110	Ventil
Maschinenfabrik Breda	Zwillings-Verbund	150	340 550	560	100	Corliss

[1]) Walzenzugmaschine. [2]) Fördermaschine.

Kompressoren haben ausgestellt: Société La Meuse (eigene Bauart, Ansaugeleistung 3180 cbm/st), J. J. Gilain (Bauart Köster, Leistung 2100 cbm/st), Société John Cockerill (Bauart François, Leistung 1620 cbm/st), Humboldt (Bauart Gutermuth, Leistung 150 cbm/st).

Wasserhaltungsmaschinen haben ausgestellt: Société La Meuse (stündlich 30 cbm auf 600 m Höhe), Société Liégeoise und Maison Beer.

(Forts. folgt.)

Physikalisch-chemische Betrachtungen über den Verbrennungsprozeß in den Gasmotoren.[1]

Von Prof. Dr. W. Nernst.

(Vorgetragen in der 46. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure zu Magdeburg.)

Die Explosion eines Gasgemisches, wie Knallgas, gehört zu den augenfälligsten chemischen Prozessen; ihre Vorführung bildet daher fast den Beginn des chemischen Unterrichts. Praktische analytische Bedeutung gewann dieser Vorgang besonders durch die sorgfältigen Arbeiten Bunsens über gasometrische Methoden; in den Vordergrund des allgemeinen technischen Interesses rückte er aber erst seit der Verwendung der Gasmotoren, und heute gehört das Ticken der kleinen schnellaufenden Antriebmaschinen der Motorräder und Motordroschken zu den unvermeidlichen Geräuschen der großen Stadt, so daß die Gasexplosion sozusagen selber ihre gewaltige praktische Bedeutung unausgesetzt der Bewohnerschaft verkündet.

Der so sehr ehrenvollen Aufforderung des Vorstandes des Vereines deutscher Ingenieure, über neuere Ergebnisse der physikalischen Chemie auf der diesjährigen Hauptversammlung zu berichten, glaubte ich daher durch eine Zusammenstellung unsrer Kenntnisse auf dem Gebiete der Gasexplosionen entsprechen zu sollen. Insbesondre leitete mich auch folgender Gesichtspunkt.

Der Arbeitsprozeß in den Gasmotoren ist ja seinem Wesen nach sehr viel komplizierter als der in den Dampfmaschinen; während daher Carnot in seiner grundlegenden Schrift »Ueber die bewegende Kraft des Feuers« bereits im Jahre 1824 die thermodynamische Theorie der Verdampfung und damit auch die der Dampfmaschine in den wesentlichen Grundzügen klar entwickelt hat und während schon seit Jahrzehnten diese Theorie als abgeschlossen gelten kann, befindet sich die thermodynamische Theorie der Gasmotoren (Verbrennungskraftmaschinen) offenbar noch mitten in ihrer Entwicklung; vielleicht kann eine Zusammenstellung unsres Wissens über das Wesen der Gasexplosion vom Standpunkt der modernen physikalischen Chemie aus hier ein klein wenig fördernd wirken.

An die Spitze einer thermodynamischen Theorie des Explosionsmotors gehört wohl unstreitig die Erörterung der Frage: Welches ist die maximale Leistung, die wir bei idealer Ausnutzung der Arbeitsfähigkeit des in der Maschine benutzten Vorganges erzielen können? Mit andern Worten: Wieviel äußere Arbeit vermag die Verbrennung des jeweilig benutzten Brennstoffes bestenfalls zu liefern?

Diese Frage ist im Prinzip durch eine Gleichung beantwortet, die unter gewissen Voraussetzungen auf folgende einfache Gestalt gebracht werden kann:

$$A = RT \ln K;$$

in dieser Formel bedeutet A die maximale Arbeit des betreffenden chemischen Prozesses, R die Gaskonstante, T die absolute Temperatur des Brennstoffes vor der Verbrennung, und K ist die Gleichgewichtskonstante, die das Gesetz der chemischen Massenwirkung für den betreffenden chemischen Prozeß liefert. Im Prinzip geht die Ableitung dieser Formel bereits auf Horstmann, 1869, zurück; die obige besonders einfache Fassung verdanken wir van 't Hoff[1]), der sie im Jahre 1885 entwickelte und der durch seine mit halbdurchlässigen Wänden angestellte Betrachtungen den Beweis überaus klar und anschaulich gestaltet hat. Ich erwähnte, daß damit die gestellte Aufgabe nur im Prinzip gelöst sei; die numerische Bestimmung von K stößt nämlich im allgemeinen auf große Schwierigkeiten. Um z. B. die Arbeitsfähigkeit der Verbrennung von Wasserstoff kennen zu lernen, müssen wir das Gleichgewicht der Reaktion

$$2 H_2 + O_2 = 2 H_2O$$

ermitteln. Es ist diese Gleichung, von rechts nach links gelesen, die Gleichung einer Dissoziation, und es entsteht daher die Aufgabe, die Dissoziation des Wasserdampfes zu bestimmen, um K und damit auch den gesuchten Wert der maximalen Arbeit finden zu können. Ein zweiter praktisch wichtiger Fall ist die Verbrennung des Kohlenoxyds

$$2 CO + O_2 = 2 CO_2;$$

hier stehen wir entsprechend vor der Aufgabe, die Dissoziation der Kohlensäure zu messen. Bis vor kurzem waren unsre Kenntnisse hierüber ziemlich unsicher; in den letzten Jahren habe ich in Gemeinschaft mit Dr. v. Wartenberg[2]) diese Lücke auszufüllen gesucht. In den folgenden beiden Zahlentafeln befinden sich die von uns auf mehrfachen verschiedenen Wegen kontrollierten und, wie ich daher hoffen möchte, recht sicheren Zahlen für die Dissoziation des Wasserdampfes und der Kohlensäure bei verschiedenen (absoluten) Temperaturen T und Drücken (Atmosphären).

Zahlentafel 1.
Dissoziation des Wasserdampfes (in Prozenten).

T	10	1	0,1	0,01 at
1000	$1{,}4 \cdot 10^{-5}$	$3{,}1 \cdot 10^{-5}$	$6{,}7 \cdot 10^{-5}$	$1{,}4 \cdot 10^{-4}$
1500	$1{,}1 \cdot 10^{-2}$	$2{,}2 \cdot 10^{-2}$	$4{,}8 \cdot 10^{-2}$	0,11
2000	0,26	0,56	1,2	2,6
2500	1,6	3,4	7,2	14,7

Zahlentafel 2.
Dissoziation der Kohlensäure (in Prozenten).

T	10	1	0,1	0,01 at
1000	$9{,}8 \cdot 10^{-6}$	$2{,}1 \cdot 10^{-5}$	$4{,}5 \cdot 10^{-5}$	$9{,}8 \cdot 10^{-5}$
1500	$1{,}9 \cdot 10^{-2}$	$4{,}0 \cdot 10^{-2}$	$8{,}6 \cdot 10^{-2}$	0,19
2000	0,74	1,6	3,5	7,3
2500	6,2	1,3	25,5	46,0

Die Durchführung der Rechnung[3]) ergibt folgendes. Bezeichnen wir für Zimmertemperatur den Dissoziationsgrad (in vH) mit γ, so wird obige Formel, indem wir H_2 (bezw. CO) von 1 at und Sauerstoff der Luft von 0,2 at Partialdruck zu H_2O (bezw. CO_2) von 0,133 at verbrennen (eine teilweise Kondensation des gebildeten Wasserdampfes ist hier völlig unwesentlich),

$$A = RT \ln \frac{100^2 \cdot 2 \cdot 0{,}2}{\gamma^2 (0{,}133)^2}.$$

Für Briggsche Logarithmen wird $R = 4{,}571$, wenn wir A in Grammkalorien ausgedrückt erhalten wollen. Für Zimmertemperatur ($T = 290$) wird ferner

$$\gamma = 0{,}537 \cdot 10^{-25} \text{ für } H_2O \text{ und } \gamma = 1{,}10 \cdot 10^{-31} \text{ für } CO_2.$$

Somit folgt:

für $2 H_2O$ . . . $A = 108\,100$ ($Q = 115\,300$),
» $2 CO_2$ . . . $A = 133\,200$ ($Q = 135\,600$).

Wie man sieht, ist unter obigen Bedingungen A nicht sehr von der Verbrennungswärme Q (bezogen wie A auf 4 g H_2 bezw. 56 g CO) verschieden.

Die Dissoziationen sind übrigens unter den gewöhnlich vorkommenden Umständen verhältnismäßig klein; in der Literatur findet man wohl zuweilen ihren Einfluß stark überschätzt. Das Gesetz der chemischen Massenwirkung ergibt ferner das wichtige Resultat, daß man den Einfluß der Dissoziation in den Fällen, wo eine Störung zu befürchten wäre (z. B. bei Bestimmung der spezifischen Wärme bei hohen Temperaturen), außerordentlich dadurch verkleinern kann,

[1]) Die Fußnoten sind dem Aufsatz als Anhang beigefügt.

daß man einen Ueberschuß eines der Dissoziationsprodukte hinzufügt, also z. B. die Verbrennung bei Gegenwart von überschüssigem Sauerstoff sich abspielen läßt.

Für viele andre Brennstoffe (Methan, Alkohol, Benzin usw.) ist uns der Wert von K und demgemäß auch von A zurzeit unbekannt[4]). Keinesfalls aber werden wir in diesen und ähnlichen Fällen große Fehler begehen, wenn wir A einfach gleich der Verbrennungswärme setzen. Dies tut man bisher, soweit ich die Literatur kenne, fast ausschließlich; aber man beachtet wohl nicht immer, daß es sich um eine bisweilen nur rohe Annäherung handelt, indem A sowohl kleiner als auch größer als die Verbrennungswärme sein kann. In Ermangelung genauerer Kenntnisse läßt sich aber wohl gegen das allgemein übliche Verfahren, den Nutzeffekt auf die Verbrennungswärme zu beziehen, wenig einwenden.

Die Explosionsmotoren geben, wie allgemein bekannt, erheblich weniger Arbeit, als sie bei idealer Ausnutzung geben könnten, im Gegensatz zur Dampfmaschine, die, was den Prozeß der Verdampfung (natürlich nicht den der Ausnutzung der Arbeitsfähigkeit des Brennstoffes) anlangt, mit großer Vollkommenheit arbeitet. Dies rührt natürlich in erster Linie daher, daß wir im Augenblick der Explosion einen nicht umkehrbaren Vorgang sich vollziehen lassen, in zweiter Linie daher, daß wir einerseits wegen der sehr hohen Entflammungstemperatur sofortige erhebliche Verluste durch Strahlung und Konvektion haben, und anderseits bei der Expansion das Gasgemisch aus praktischen Gründen keineswegs bis auf Zimmertemperatur sich adiabatisch abkühlen lassen[5]).

Wir werden so zu der zweiten Frage geführt: **Wie müßte ein Gasmotor konstruiert sein, um den vorher theoretisch berechneten maximalen Nutzeffekt zu liefern**[6])? Soweit ich sehe, bieten sich zwei wesentlich verschiedene Wege dar. Nehmen wir wieder, um die Ideen zu fixieren, den Wasserstoff als Brenngas, so könnten wir ihn wie auch die erforderliche Menge Sauerstoff (bezw. Luft) zunächst isotherm soweit dilatieren, daß bei der Mischung die beiden Gase praktisch völlig im Gleichgewichte bleiben, d. h. daß sich nur verschwindende Mengen Wasserdampf bilden. Bei der isothermen Kompression läßt man dann die beiden Gase (nötigenfalls unter Benutzung von chemischen Katalysatoren) nach und nach zu Wasserdampf sich vereinigen, und, da dieser Vorgang in allen seinen Phasen umkehrbar durchzuführen wäre, so müßte er auch die maximale Ausbeute an Arbeit liefern[7]). Die ungeheuere Dilation, die man anwenden müßte, ferner die außerordentliche chemische Trägheit der Verbindung des Sauerstoffes mit dem Brennstoffe bei gewöhnlichen Temperaturen, machen diesen Weg praktisch völlig illusorisch.

Ein zweiter wesentlich verschiedener Weg wäre folgender. Man komprimiert Wasserstoff und Sauerstoff für sich adiabatisch auf so hohe Temperatur, daß nach erfolgter Vermischung der beiden Gase die Dissoziation fast vollständig bleibt und daher eine merkliche Wasserbildung nicht stattfindet. Bei adiabatischer Expansion würde man dann infolge der durch die allmähliche Wasserbildung entwickelten Wärme um soviel mehr Arbeit gewinnen, als bei der Kompression verbraucht wurde, daß sich wiederum als Gewinn die maximale Menge ergibt[8]). Die praktische Undurchführbarkeit auch dieses Prozesses liegt auf der Hand; doch bedeuten einerseits die Bestrebungen, den Kompressionsdruck im Viertaktmotor zu erhöhen, anderseits Konstruktionen wie der Diesel-Motor eine deutliche Tendenz, sich diesem zweiten idealen Grenzfalle wenigstens etwas zu nähern.

Wir wollen nunmehr auf die nähere Betrachtung des Verbrennungsprozesses eingehen. Das Gemisch von Brennstoff mit Sauerstoff ist bei gewöhnlichen Temperaturen chemisch indifferent, aber nicht etwa, weil die chemische Affinität fehlt, sondern vielmehr, weil die Reaktionsgeschwindigkeit zu klein ist. Man zweifelt gegenwärtig nicht daran, daß sich auch bei gewöhnlichen Temperaturen z. B. ein Gemenge von Wasserstoff und Sauerstoff allmählich zu Wasser umsetzt; nur sind die Mengen Wasser, die sich in den dem Experimentator zur Verfügung stehenden Zeiträumen bilden, weit unter der Grenze der analytischen Nachweisbarkeit. Das Gesetz der gegenseitigen Einwirkung ist in diesem Falle durch die Gleichung gegeben:

$$\frac{dx}{dt} = k\,(a-x)^2\left(b-\frac{x}{2}\right),$$

worin x die zur Zeit t gebildete Wassermenge und a und b die anfänglichen Konzentrationen von Wasserstoff und Sauerstoff bedeuten. Der Koeffizient k steigt nun außerordentlich mit der Temperatur an, und so kommt es, daß schon bei der Erwärmung um einige hundert Grad Wasserstoff und Sauerstoff mit meßbarer Geschwindigkeit reagieren, und daß bei sehr hohen Temperaturen die Reaktionsgeschwindigkeit ganz ungeheuer groß wird. Erwärmen wir daher einen Teil des verbrennlichen Gemenges, z. B. durch einen elektrischen Funken, so wird die Reaktionsgeschwindigkeit in diesem Punkt gewaltig gesteigert; die Folge des dadurch bewirkten chemischen Umsatzes ist eine Wärmeentwicklung, die auch die benachbarten Teile des Gasgemisches auf höhere Temperatur bringt. Hierdurch vollzieht sich auch in diesen Schichten ein chemischer Umsatz, der eine erneute Wärmeentwicklung liefert, und so wird es verständlich, daß sich die Verbrennung durch das ganze Gemisch fortpflanzt, d. h. wir haben die Erscheinung der Entflammung oder Explosion[9]).

Uns interessiert hier in erster Linie nicht sowohl die Verbrennung mit offener Flamme, als vielmehr diejenige einer abgeschlossenen Gasmasse, wie sie in den Gasmotoren erfolgt. Die durch die Verbrennungswärme verursachte starke Temperatursteigerung hat dann eine entsprechende Druckvermehrung zur Folge, die ja als treibende Kraft im Gasmotor dient. Die Messung dieser Drucksteigerung hat nicht nur ein hohes praktisches Interesse, sondern sie liefert zugleich auch ein sehr elegantes Verfahren zur Messung der spezifischen Wärmen der Gase bei sehr hohen Temperaturen. Durch den Maximaldruck der Explosion ist nämlich zugleich die Temperatursteigerung gegeben, und da die Verbrennungswärme, welche sie verursacht hat, ebenfalls durch viele genaue Messungen bekannt ist, so bleibt als einzige Unbekannte die (mittlere) spezifische Wärme des Gasgemisches übrig. Bei sehr hohen Temperaturen wird die Verbrennung infolge der Dissoziation unvollkommen; doch ist, wie wir schon gesehen haben, diese Störung etwa bis 2000° immerhin nur unbedeutend und kann durch einen Ueberschuß von Sauerstoff leicht gänzlich beseitigt werden.

Messungen des durch Explosion von Gasgemischen erreichten Maximaldruckes sind mit guter Uebereinstimmung von Bunsen, Berthelot und Vieille, Mallard und Le Chatelier, in neuester Zeit von A. Langen[10]) angestellt worden; aus diesen Messungen ergibt sich zunächst übereinstimmend, daß innerhalb der in der Praxis der Explosionsmotoren vorkommenden Aenderungen der Dichte bei gegebener Temperatur die spezifische Wärme der sogenannten permanenten Gase, ferner der Kohlensäure und des Wasserdampfes von der Dichte praktisch unabhängig ist[11]). Wohl aber hat sich eine merkliche Zunahme der spezifischen Wärme der Gase mit der Temperatur ergeben. Sowohl Berthelot und Vieille als auch Mallard und Le Chatelier hatten bei ihren Versuchen eine verhältnismäßig sehr starke Zunahme der spezifischen Wärme der Kohlensäure und des Wasserdampfes gefunden; A. Langen hat jedoch neuerdings gezeigt, daß, wenn man die immerhin weniger sicheren Messungen, bei denen die Höchsttemperatur der Explosion erheblich über 2000° lag, ausschaltet, man zu einem viel schwächeren Ansteigen der spezifischen Wärme gelangt; seine Ergebnisse sind in sehr bemerkenswerter Weise durch Messungen, die Holborn und Austin[12]) ganz neuerdings in der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt nach dem gewöhnlichen kalorimetrischen Verfahren bis zu Temperaturen von 800° angestellt haben, bestätigt worden. Uebrigens gelangte bereits vor Langens Arbeiten E. Meyer in seinen oben erwähnten wichtigen Untersuchungen über den Nutzeffekt von Gasmotoren zu dem Ergebnis, daß die spezifischen Wärmen von Kohlensäure und Wasserdampf langsamer ansteigen müssen, als den Formeln von Mallard und Le Chatelier entspricht.

Wir werden später sehen, daß in einem explodierten Gasgemisch außerordentlich starke Kompressionswellen und

entsprechend lebhafte Massenbewegungen auftreten können, und es ist anzunehmen, daß der Energieinhalt dieser Bewegungen nicht ganz unbeträchtlich sein dürfte. Offenbar müssen dann nach der Explosionsmethode zu kleine Maximaldrücke, daher zu niedrige Temperaturen und somit zu hohe spezifische Wärmen gefunden werden. Es ist ferner klar, daß dieser Fehler sehr rasch mit der Detonationsfähigkeit des betreffenden Gemisches wächst, und somit ist auch von diesem Gesichtspunkt aus das Verfahren Langens, die brisanteren Gemische bei der Ableitung der spezifischen Wärmen auszuschalten, vollkommen gerechtfertigt. Es ist bemerkenswert, daß auch die Zahlen Langens für Kohlensäure ein etwas stärkeres Ansteigen der spezifischen Wärme liefern als die vorher erwähnten Versuche von Holborn und Austin, und daß die Uebereinstimmung beider Methoden somit vollständig sein würde, wenn man annimmt, daß sich auch bei den betreffenden Messungen noch einige Prozente der Verbrennungswärme in die lebendige Kraft der Massenbewegungen der erhitzten Gasmasse umgesetzt hätten.

Während wir vorher gesehen haben, daß der Einfluß der Dissoziation in der Regel wohl bedeutend kleiner ist, als man bisher annahm, haben neuere Untersuchungen gelehrt, daß dafür in chemischer Hinsicht einige andre, wenn auch meistens ebenfalls nur geringfügige Komplikationen auftreten. Die Thermodynamik lehrt nämlich, daß Verbindungen, die sich unter Wärmeabsorption bilden, bei hohen Temperaturen immer stabiler werden; da sich ferner bei den sehr hohen Temperaturen der Explosion infolge der Größe der Reaktionsgeschwindigkeit das chemische Gleichgewicht meistens sehr rasch einstellt, so kann man annehmen, daß in der Regel die bei der betreffenden Temperatur möglichen Verbindungen sich auch dem Gleichgewicht nahe entsprechend bilden werden. So entstehen bei der Explosion von Knallgas bei Gegenwart von atmosphärischer Luft nicht ganz unbeträchtliche Mengen von Stickoxyd, wie schon Bunsen (Gasometr. Methoden) festgestellt hat; eingehendere Untersuchungen von Finckh und mir[13]) lieferten das Ergebnis, daß diese Bildung von Stickoxyd den Gesetzen und Formeln der chemischen Statik und Dynamik entsprechend erfolgt. Dieses Ergebnis ist insofern vielleicht nicht ganz ohne Bedeutung, als es von vornherein ja nicht sicher war, ob man bei dem so überaus stürmischen Vorgange der Gasexplosion von einem chemischen Gleichgewicht überhaupt sprechen kann.

Bringt man Knallgas mit einem Ueberschuß von Sauerstoff zur Explosion, so wird der Wasserdampf teilweise zu Wasserstoffsuperoxyd oxydiert. Auch dieses Gleichgewicht ist im wesentlichen bekannt, und es sind sogar die Mengen von Wasserstoffsuperoxyd, die bei der höchsten Temperatur der Explosion existieren, wie ich gezeigt zu haben glaube, nicht ganz unbeträchtlich; in der Periode der Abkühlung zerfällt der Dampf des Wasserstoffsuperoxyds im Gegensatz zum Stickoxyd, das eine viel kleinere Zerfallgeschwindigkeit besitzt, fast vollständig.

Es ist wohl nicht unwahrscheinlich, daß noch andre uns unbekannte Verbindungen sich bei den hohen Temperaturen der Gasexplosion bilden, und insbesondre scheint dies bei der Explosion von (feuchten) Gemischen aus Kohlenoxyd und Sauerstoff der Fall zu sein, die einen sehr auffallenden Gang der Abkühlungsgeschwindigkeit zeigen. Die nähere Untersuchung der Explosionsvorgänge nach dieser Richtung hin verspricht für die Chemie der hohen Temperaturen von Bedeutung zu werden.

Von großem Interesse ist die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Gasexplosion, die, wenn auch in experimenteller Hinsicht durch die glänzenden Versuche Berthelots und in neuerer Zeit Dixons weitgehend aufgeklärt, in theoretischer Hinsicht als ein Beispiel der Entstehung überaus kräftiger Longitudinalwellen sehr bemerkenswerte hydrodynamische Probleme bietet. Berthelot machte folgende wichtige Entdeckung. Zündet man ein in einem langen Rohr befindliches explosives Gasgemisch an einem Ende an, so pflanzt sich die Verbrennung zunächst mit einer mäßigen Geschwindigkeit fort; dieselbe steigert sich aber, wenn das Gemisch hinreichend brisant ist, was bei äquivalenten Gemischen von Brennstoff und Sauerstoff wohl fast immer zutrifft, fortwährend und erreicht nach Zurücklegung eines Weges, der je nach der Natur des Gemisches nach Zentimetern oder Metern zählt, eine bestimmte für das betreffende Gasgemisch charakteristische Maximalgeschwindigkeit. Die letztere beträgt z. B. für Wasserstoff 2820, für Methan 2300, für Azetylen 2450 m/sk, sämtliche Gase gemischt mit der äquivalenten Menge Sauerstoff. Für Chlorknallgas beträgt die Geschwindigkeit 1730 m. Es handelt sich also um ganz gewaltige Geschwindigkeiten.

Eine offenbar sehr einleuchtende Erklärung der hier obwaltenden Verhältnisse haben Mallard und Le Chatelier[14]) gegeben. Danach kann sich die Verbrennung in zwei wesentlich verschiedenen Formen fortpflanzen.

Das Wesen der langsamen Verbrennung besteht darin, daß sich die hohe Temperatur der zunächst entflammten Schicht durch Wärmeleitung verbreitet und dadurch die benachbarten Schichten auf die Entflammungstemperatur bringt; die Geschwindigkeit der Fortpflanzung ist also einmal durch die Größe der Wärmeleitung bedingt, dann aber besonders durch die Geschwindigkeit, mit der eine mäßig erhitzte Schicht chemisch zu reagieren und sich so auf immer höhere Temperaturen zu bringen beginnt, d. h. im wesentlichen durch die Aenderung der Reaktionsgeschwindigkeit mit der Temperatur[15]).

Eine zweite gänzlich davon verschiedene Fortpflanzungsart der Verbrennung beruht auf der Erscheinung, daß ein explosives Gasgemisch durch starken Druck oder — richtiger — durch die dadurch bedingte Temperatursteigerung zur Entflammung gebracht werden kann. Die mit der Drucksteigerung verbundene Erhöhung der Konzentration der reagierenden Substanzen erhöht übrigens nach dem Gesetze der chemischen Massenwirkung ebenfalls die Reaktionsgeschwindigkeit und begünstigt so außerordentlich die Schnelligkeit, mit der die Verbrennungswärme entwickelt wird. Wir erkennen also, daß eine in dem Gasgemisch erzeugte sehr kräftige Kompressionswelle die Verbrennung sowohl einleiten wie auch fortpflanzen kann, und zwar offenbar mit außerordentlich großer Geschwindigkeit[16]).

Eine derartige Kompressionswelle durchläuft nämlich das durch die Verbrennung auf sehr hohe Temperatur gebrachte Gasgemisch; sie muß sich aber erheblich schneller als eine gewöhnliche Kompressionswelle fortpflanzen, weil wir in der komprimierten (noch unverbrannten) Schicht infolge der Entflammung eine sehr starke Druckentwicklung haben, welche nach den Grundsätzen der Wellentheorie die Fortpflanzungsgeschwindigkeit erhöhen muß. Die absolute Geschwindigkeit der Explosionswelle erscheint auf Grund dieser Erwägungen einer genauen Berechnung zugänglich, worauf hier jedoch nicht näher eingegangen werden mag. Es genügt für das Folgende, zu wissen, daß sie merklich größer als die Schallgeschwindigkeit in der durch die Explosion hocherhitzten Gasmasse sein muß, wie es auch die oben mitgeteilten Messungen bestätigen, nach denen die Geschwindigkeit der Explosionswelle das Anderthalbfache bis Doppelte der Schallgeschwindigkeit bei der Verbrennungstemperatur beträgt.

Von den Vorgängen, die sich nach der Entzündung eines verbrennlichen und in einem langen Rohre befindlichen Gasgemisches abspielen, können wir uns nunmehr folgende Vorstellung machen. Zunächst haben wir den Zustand der langsamen Verbrennung; die Wärme wird durch Leitung auf die benachbarten Schichten übertragen, und es folgt somit eine nur nach einigen Metern pro Sekunde zählende Fortpflanzungsgeschwindigkeit. Da aber die Verbrennung mit einer starken Drucksteigerung verbunden ist, so wird gleichzeitig die jeweilig benachbarte noch unverbrannte Schicht komprimiert; dadurch wächst die Reaktionsgeschwindigkeit, wie vorher ausgeführt worden ist, die Entflammung erfolgt rascher. Dies bedingt aber wiederum, daß die nächsten Schichten noch stärker komprimiert werden, und so erkennen wir, vorausgesetzt, daß es sich um ein hinreichend rascher Verbrennung fähiges Gemisch handelt, daß die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Entflammung fortwährend ansteigen muß. Sobald nun die Kompression in den noch unverbrannten Schichten eine solche Größe erlangt, daß Selbstzündung erfolgt, muß die nunmehr erzeugte äußerst starke Kompressions-

welle unter gleichzeitiger Entflammung sich mit sehr großen Geschwindigkeiten fortpflanzen, d. h. wir haben die spontane Entwicklung der Berthelotschen Explosionswelle.

In der allerneuesten Zeit hat Dixon[17]) durch Benutzung und Verfeinerung des schon von Mallard und Le Chatelier angewandten Verfahrens der photographischen Registrierung der bei der Explosion auftretenden Kompressionswellen ein außerordentlich reichhaltiges und überaus lehrreiches Material erbracht, durch das unsre Kenntnisse über den Explosionsvorgang sehr vertieft worden sind. Das Verfahren besteht darin, daß das optische Bild eines von der Explosion durchlaufenen Glasrohres von einer senkrecht zur Achse des Rohres bewegten photographischen Platte aufgenommen wird.

In Fig. 1 bedeutet *R* das senkrecht zur Ebene der Zeichnung befindliche Glasrohr, in welchem die Explosion durch einen Funken eingeleitet wird. Das Bild des Glasrohres wird durch eine optische Kammer auf ein Film geworfen, das auf ein sich schnell drehendes Rad *F* gewickelt ist. Ein

Fig. 1.

ruhender Lichtpunkt würde also auf dem Film eine senkrechte, ein sich unendlich rasch in der Rohrachse bewegender Lichtpunkt eine wagerechte Linie erzeugen. Man kann demnach aus der Neigung der Linie, die der Lichtpunkt auf dem Film liefert, seine Geschwindigkeit bestimmen.

Selbst das glühende Gas ist nur schwach leuchtend, die Schichten starker Kompression aber liefern teils wegen ihrer größeren Dichte und der dadurch bedingten stärkeren Lichtemission, dann aber besonders wohl wegen der durch die Kompression verursachten, wahrscheinlich äußerst beträchtlichen Temperatursteigerung deutliche Bilder auf der photographischen Platte.

Im folgenden seien einige mehr schematisch gehaltene Zeichnungen von einigen, wie mir scheint, besonders lehrreichen Photogrammen Dixons wiedergegeben und von den oben dargelegten Gesichtspunkten aus erörtert[18]).

Fig. 2. Fig. 3.

Fig. 2 (Explosion von $C_2N_2 + O_2$) zeigt den Explosionsvorgang in einem links offenen, rechts geschlossenen Rohre. Die Zündung pflanzt sich zunächst nach beiden Seiten hin mit allmählich wachsender Geschwindigkeit fort; der Punkt, in welchem die Explosionswelle einsetzt, ist durch eine plötzliche Beschleunigung, ferner durch eine außerordentlich gesteigerte Lichtintensität und schließlich auch durch die Aussendung einer Kompressionswelle nach rückwärts markiert; an der Stelle, wo zum erstenmale die Selbstzündung durch Kompression erfolgt, d. h. die Explosionswelle einsetzt, muß sich nämlich nach den Grundsätzen der Hydrodynamik offenbar auch eine Kompressionswelle nach rückwärts in das bereits verbrannte Gas hinein entwickeln. Die geringere Neigung der Explosionswelle im Vergleich zur rückwärts entsandten Kompressionswelle zeigt deutlich die zu erwartende schnellere Fortpflanzung der Explosionswelle im Vergleich zu einer bloßen Kompressionswelle im erhitzten Gase. Dort, wo die Explosionswelle die feste Wand trifft, wird sie als Kompressionswelle reflektiert; daß es sich um dieselbe Erscheinung wie vorher handelt, ergibt sich auch aus der durch den parallelen Gang bewiesenen gleichen Fortpflanzungsgeschwindigkeit[19]).

Fig. 3 ($2H_2 + O_2$) zeigt den Vorgang in einem beiderseitig geschlossenen Glasrohr. Am rechten Ende setzt die langsame Verbrennung ein; erst dort, wo sie die feste Wand erreicht, wird der Druck hinreichend groß, um Selbstzündung hervorzurufen, die sich durch einen sehr intensiven Lichtfleck kenntlich macht. Als Kompressionswelle setzt sie ihren Weg mit abnehmender Lichtintensität und, wie aus der immer stärker werdenden Neigung hervorgeht, mit allmählich abnehmender Geschwindigkeit fort, der Abkühlung der hocherhitzten Gasmasse entsprechend, indem mit sinkender Temperatur ja auch die Schallgeschwindigkeit nach den bekannten Lehren der Wellentheorie abnimmt.

Daß das Auftreffen einer langsamen Verbrennung auf eine feste Wand, wie ja auch hydrodynamisch einleuchtet, in der Regel zur Ausbildung einer Explosionswelle führt, ist eine auf den Photogrammen Dixons fast regelmäßig wiederkehrende Erscheinung, die wohl auch in praktischer Hinsicht von fundamentaler Bedeutung sein dürfte.

Fig. 4. Fig. 5.

Fig. 4 zeigt den Vorgang der langsamen Verbrennung in einem in der Mitte entzündeten Glasrohr. Auch hier erkennen wir, wie allmählich die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung ansteigt, und wie sich ebenfalls beim Anschlagen an die Wand die Explosionswelle ausbildet, gekennzeichnet durch die erhöhte Lichtintensität und vor allem durch die Entsendung kräftiger Kompressionswellen. Letztere kreuzen sich und geben dort, wo sie sich treffen, infolge erhöhter Kompression zu einer verstärkten Lichtentwicklung Anlaß.

Fig. 5 ($CS_2 + 3O_2$) zeigt die Entzündung nahe an dem einen Ende eines links geschlossenen Rohres. Beim Anprall der noch langsamen Verbrennung an die feste Wand bildet sich wiederum die Explosionswelle aus, die in das bereits verbrannte Gas von links nach rechts eine Kompressionswelle entsendet. Diese pflanzt sich mit Schallgeschwindigkeit in der erhitzten Gasmasse fort; wo sie die langsame Verbrennung einholt, erregt sie durch ihre Kompression die Explosionswelle, die von links nach rechts in dem Rohre weiterschießt. Zugleich wird eine Kompressionswelle nach rückwärts entsandt, die sich wiederum merklich langsamer als die Explosionswelle fortpflanzt und dann an der festen Wand noch einmal reflektiert wird.

Auch die Erscheinung, daß eine hinreichend starke Kompressionswelle, die eine langsame Verbrennung durchkreuzt, durch die damit verbundene augenblickliche sehr starke Kompression die Explosionswelle auslöst, findet sich auf zahlreichen Photogrammen Dixons vor und hat für die Entstehung der Explosionswelle ebenfalls große Wichtigkeit.

Beispielsweise beobachtete Dixon, wenn die Zündung ganz am Ende einer einseitig geschlossenen Röhre erfolgte, eine erheblich langsamere Ausbildung der Explosionswelle, als wenn die Zündung in der Entfernung von einigen Zentimetern davon eingeleitet wurde. Im letzteren Fall ist die langsame Verbrennung, die zurückschlägt, bereits hinreichend schnell geworden, um beim Anprall an die Wand eine starke Explosionswelle und somit auch eine starke reflektierte Kompressionswelle auszulösen. Diese Welle holt die langsame Verbrennung, die von der Zündstelle aus vorwärts erfolgt, alsbald ein und löst die Explosionswelle aus, wie ja auch Fig. 5 deutlich erkennen ließ[20]).

Zu den besondern Eigentümlichkeiten der Explosionswelle gehört die starke augenblickliche Druckentwicklung an der jeweiligen Zündstelle und die damit verbundene gewaltige zerstörende Kraft der Explosion. Glasröhren, welche die bei der langsamen Verbrennung erzeugte Druckentwicklung mit Leichtigkeit aushalten, werden durch die Explosionswelle zu Staub zermalmt. Es ist offenkundig, daß auch in den Explosionsmotoren das Auftreten von Explosionswellen zuweilen außerordentlich gefährlich für den ganzen Motor und stets nachteilig für sein Getriebe ist. Die nähere Untersuchung der Art und Weise der Ausbildung von Explosionswellen in den im Gasmotor zur Zündung gelangenden Gasgemischen würde, wie mir scheint, für den Bau besonders großer Motoren — mit der Länge des Zündweges wachsen ja die Aussichten auf Ausbildung der Explosionswelle — wünschenswert sein. Auch insofern muß meines Erachtens das Streben des Konstrukteurs auf möglichste Einschränkung der Entstehung von Explosionswellen gerichtet sein, als die mit der Ausbildung der Explosionswelle verknüpften starken Massenbewegungen die Arbeitsfähigkeit der Expansion des entzündeten Gemisches nachteilig beeinflussen müssen.

Mit der Frage nach der Ausbildung der Explosionswelle hängt, wie wir vorher sahen, die Frage nach der Entzündbarkeit des Gemisches durch bloße Kompression eng zusammen. Auch hierüber sind meines Erachtens Untersuchungen erforderlich, die übrigens auch insofern von praktischem Interesse wären, als ja bekanntlich der Konstrukteur des Viertaktmotors bei Abmessung der Kompression des explosiblen Gemisches auf die Selbstentzündlichkeit durch Druck Rücksicht nehmen muß[21]).

Aus den vorhergehenden Betrachtungen läßt es sich wohl bereits als wahrscheinlich hinstellen, daß eine Zündung dicht an der Kolbenwand, und zwar möglichst gleichzeitig an mehreren Punkten derselben, diesen empfindlichsten Teil der Umhüllung des Explosionsraumes am ehesten vor der Wirkung der Explosionswelle schützen würde, wie sich überhaupt die Ausbildung der Explosionswellen durch geeignete Verteilung verschiedener Zündpunkte einschränken lassen dürfte. Doch seien diese Bemerkungen nur mit allem Vorbehalt gemacht, da über die Ausbildung der Explosionswelle in den bereits stark komprimierten Gemischen des Gasmotors meines Wissens noch keine Erfahrungen bekannt gegeben sind.

Nach Ablauf der Explosion haben wir eine hoch erhitzte Gasmasse, die sich durch Strahlung, Konvektion und Leitung zunächst rasch, dann langsamer abkühlt. Aus den Diagrammen Langens habe ich[22]) das Ergebnis abgeleitet, daß bei hohen Temperaturen der Gasmasse die Abkühlungsgeschwindigkeit der vierten Potenz der absoluten Temperatur proportional ist, was nach den Strahlungsgesetzen so zu deuten wäre, daß bei hohen Temperaturen die Abkühlung wesentlich durch Strahlung erfolgt, und daß erst bei niedrigeren Temperaturen die annähernd dem Temperaturunterschied zwischen Gasmasse und Wandung proportionale Leitung und Konvektion maßgebend werden. Bei langsam laufenden Motoren geht dementsprechend ein nicht unbeträchtlicher Teil der Arbeitsfähigkeit des entzündeten Gasgemisches durch Wärmeabgabe an die umgebende Wand verloren; in dieser Hinsicht sind schnellaufende Motoren natürlich erheblich besser daran, und vielleicht ist der in Anbetracht der größeren Reibungsverluste relativ gute Nutzeffekt der kleinen Schnelläufer, die man in den Motorrädern und Benzinvoituretten benutzt, auf diese Ursache zurückzuführen. Doch fehlt es meines Wissens an hinreichend genauen Messungen, um diese Frage näher zu prüfen.

Zum Schluß möchte ich das Ergebnis unsrer Betrachtungen in folgende Sätze noch einmal kurz zusammenfassen:

1) Die maximale Arbeit, die durch die Verbrennung eines Stoffes gewonnen werden kann, ist in einzelnen Fällen genau, in andern wenigstens annähernd berechenbar.

2) Der bei der Explosion einer abgeschlossenen Gasmasse sich entwickelnde Maximaldruck ist sowohl experimentell von verschiedenen Beobachtern eingehend untersucht, als auch aus der Verbrennungswärme und den spezifischen Wärmen der Gase des verbrannten Gemisches für nicht zu starke Temperatursteigerung theoretisch berechenbar; bei sehr starker Temperaturentwicklung bleiben, wahrscheinlich hauptsächlich infolge der im verbrannten Gas auftretenden sehr starken Wellenbewegungen, die beobachteten Druckwirkungen merklich hinter den berechneten zurück.

3) Bei der Höchsttemperatur der Explosion stellt sich, meistens infolge der großen Reaktionsgeschwindigkeit nahezu vollständig, ein chemisches Gleichgewicht her, und insbesondre findet bei sehr hohen Temperaturen die Bildung von bei niedrigen Temperaturen instabilen Verbindungen, wie Ozon, Wasserstoffsuperoxyd, Stickoxyd, statt; für einige einfachere Fälle dürfte das betreffende chemische Gleichgewicht als hinreichend geklärt gelten können.

4) Die Fortpflanzung der Entzündung in einem explosiven Gasgemisch erfolgt teils durch Wärmeleitung auf dem Wege der langsamen Verbrennung, teils rein hydrodynamisch durch Selbstzündung infolge der Fortpflanzung des Druckes sehr kräftiger Kompressionswellen (Berthelots Explosionswelle). Den Mechanismus der Fortpflanzung beider Arten von Entzündungen kann man wohl als im wesentlichen klargestellt ansehen.

5) In hinreichend rascher Verbrennung fähigen Gemischen geht die langsame Verbrennung von selbst nach Durchlaufen eines mehr oder minder langen Weges in die Explosionswelle über; die Ausbildung der Explosionswelle kann durch Reflexion von Kompressionswellen, Auftreffen der langsamen Verbrennung auf Hindernisse und dergl. beschleunigt werden; die weitere Klarstellung dieser Frage und auch der zweiten nach der Selbstentzündlichkeit von Gasgemischen infolge der Kompression, welche eng mit der ersten zusammenhängt, bedarf aber jedenfalls dringend noch weiterer experimenteller Untersuchungen.

6) Die Abkühlung einer hoch erhitzten Gasmasse erfolgt bei hohen Temperaturen hauptsächlich durch Strahlung, bei niederen durch Wärmeleitung und Konvektion.

---

[1]) Die betreffenden Arbeiten van 't Hoffs sind neu abgedruckt (herausgegeben von G. Bredig) in Ostwalds Klassiker Nr. 110.

[2]) Nernst und v. Wartenberg, Göttinger Nachrichten, math.-physik. Klasse, 1905 Heft 1. — Es genügt übrigens, die Dissoziation für einen einzigen Wert des Druckes und der Temperatur zu bestimmen, um sie thermodynamisch für beliebige Werte dieser Größen berechnen zu können.

[3]) Zahlreiche Beispiele derartiger thermodynamischer Berechnungen habe ich in meinem Lehrbuch der theoretischen Chemie, 4. Aufl. S. 634 u. f, zusammengestellt.

[4]) Für den wichtigsten aller Brennstoffe, den Kohlenstoff, habe ich bereits 1893 (Theoretische Chemie 1. Aufl. S. 545) einen Weg zur Berechnung der maximalen Arbeit angegeben. Es ergab sich (vergl. Theoretische Chemie 4 Aufl. S. 675) auch hier die Verbrennungswärme des Kohlenstoffes sehr nahe gleich der maximalen Arbeit. Mit Benutzung der neuen Zahlen für die Dissoziation der Kohlensäure findet sich, ebenfalls für $T = 290$, bezogen auf amorphen Kohlenstoff:

$$A = 96\,650 \; (Q = 97\,650);$$

d. h. es sind 99 vH der Verbrennungswärme des Kohlenstoffes zur Arbeitsleistung verwendbar.

[5]) Wegen der Wärmebilanz des Gasmotors sei auf die bekannte ältere Untersuchung Slabys und ferner besonders auf die eingehenden Studien von Eugen Meyer, Untersuchungen am Gasmotor, Heft 2 und Heft 8 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten«, verwiesen. Vergl. ferner den lichtvollen Vortrag des gleichen Verfassers: »Bedeutung der Verbrennungskraftmaschinen«, Naturforschervers. Breslau 1904, worin sich insbesondre lehrreiche Vergleiche zwischen Wärmeausnutzung von Dampfmaschine und Gasmotor finden.

[6]) Der von der Theorie beschrittene Weg, der zur Gleichung $A = RT \ln K$ führte und darin bestand, daß man die Vereinigung durch umkehrbare Vermischung mit Hülfe halbdurchlässiger Wände sich voll-

zogen dachte, enthält im Prinzip natürlich zugleich eine Beantwortung dieser Frage; technisch kommt er aber nicht in Betracht, weil es an praktisch verwendbaren halbdurchlässigen Wänden fehlt. — Mehr Aussicht bietet das theoretisch durch die moderne Elektrochemie weitgehend klargestellte Verfahren, den betreffenden chemischen Prozeß in einem galvanischen Element sich reversibel abspielen zu lassen; hier liegt eine technisch brauchbare Lösung durchaus im Bereich der Möglichkeit.

[7]) Streng genommen bringt die Mischung des Brenngases mit Sauerstoff als ein irreversibler Vorgang einen Verlust an Arbeitsfähigkeit mit sich; derselbe ist nach Rayleigh und Boltzmann (vergl. z. B. meine Theoretische Chemie 4. Aufl. S. 108) berechenbar und beträgt für das betrachtete Beispiel 3,79 *T* cal., ist also bei Zimmertemperatur verschwindend gering und selbst bei sehr hohen Temperaturen immerhin klein gegen die gesamte Arbeitsfähigkeit.

[8]) Geht man bei diesem Prozeß von Brenngas und Sauerstoff von Atmosphärendruck aus, so würde man, um die gewünschte hohe Temperatur von etwa 5000° zu erhalten, allerdings enorm komprimieren und das der genauen Rechnung allein zugängliche Gebiet des idealen Gaszustandes verlassen müssen, und es bleibt zudem noch fraglich, ob sich nicht trotz der hohen Temperatur infolge der starken Kompression bei der Vermischung nicht umkehrbare Prozesse in erheblichem Betrage abspielen würden. Im Prinzip kann man diese Schwierigkeiten beseitigen, indem man vor der adiabatischen Kompression die Gase hinreichend weit bei Zimmertemperatur isotherm expandiert.

[9]) Diese Zurückführung des Verbrennungsprozesses auf die Grundsätze der von Guldberg begründeten chemischen Kinetik verdankt man van 't Hoff, Études de dynamique chimique, Amsterdam 1884.

[10]) »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« Heft 8; in dieser Monographie findet sich auch eine vollständige geschichtliche Uebersicht und Zusammenstellung der betreffenden Literatur.

[11]) Es ist zu berücksichtigen, daß der Partialdruck des Wasserdampfes, der bei stärkerer Kompression offenbare Anomalien der spezifischen Wärme (verursacht wahrscheinlich durch Bildung von komplexen Molekülen) aufweist (vergl. Richard Linde, »Forschungsarbeiten« Heft 21), im Gasmotor immerhin innerhalb mäßiger Grenzen bleibt.

[12]) Sitzungsberichte der preuß. Akad. d. Wissensch. v. 2. Febr. 1905.

[13]) Zeitschr. anorg. Chem. 1895 S. 116 u. 126.

[14]) Recherches expérimentales et théoriques sur la combustion des mélanges gazeux explosives; Annales des Mines Sept. bis Dez. 1883; als Sonderdruck erschienen Paris 1888 bei Dunod. In dieser Arbeit finden sich nicht nur die experimentellen Methoden aufs glänzendste durchgearbeitet, sondern auch die theoretischen Grundlagen aufs klarste entwickelt, so daß es sich offenbar um ein für den vorliegenden Gegenstand geradezu klassisches Werk handelt.

[15]) Die Temperatur, bei der sich ein explosives Gasgemisch entzündet, bezeichnet man als »Entflammungstemperatur«; sie hängt übrigens von manchen sekundären Umständen ab, und insbesondre scheinen die bisherigen experimentellen Untersuchungen hierüber durch den katalytischen Einfluß der Gefäßwände gestört zu sein. Vergl. auch besonders die Untersuchungen von Bodenstein über Knallgas, Zeitschr. physik. Chemie Bd. 29 S. 690 (1899).

[16]) Für die weitere Untersuchung der Explosionswelle ist offenbar die Frage von grundlegender Bedeutung, bei welcher Kompression und bei welcher (hierdurch bedingten) Temperatur Entzündung des Gasgemisches eintritt. Ueber diese, offenbar für jedes Gemisch charakteristische und vielleicht genau bestimmbare Größe liegen meines Wissens Messungen noch nicht vor; mit der gewöhnlichen »Entflammungstemperatur« (vergl. Anm. 15) darf man sie offenbar nicht verwechseln, weil einerseits die katalytische Wirkung der Wand wegfällt und es sich andrerseits um ganz andre Druckverhältnisse und daher auch um ganz andre Reaktionsgeschwindigkeiten handelt. Wegen Literatur und Bestimmung der Explosionsgeschwindigkeit vergl. besonders Dixon, Philos. Transactions, London **184**, 97 bis 138 (1893). — Im Texte habe ich, in Anlehnung an die Auffassung von Mallard und Le Chatelier, die Explosionswelle als ein rein hydrodynamisches Problem behandelt; molekulartheoretische Betrachtungen, wie sie Berthelot und Dixon anstellen, scheinen hier ebenso entbehrlich wie für die Behandlung der Akustik.

[17]) Philos. Transactions London **200**, 315 bis 352 (1903).

[18]) Fig. 2 bis 5 entsprechen den Photogrammen bezw. Nr. 69, 76, 46, 54.

[19]) Besonders lehrreich in dieser Hinsicht ist Dixons Photogramm Nr. 49.

[20]) Im Zustande der langsamen Verbrennung eines Gemisches, woselbst die Fortpflanzungsgeschwindigkeit derselben klein gegen die Schallgeschwindigkeit im unverbrannten Gemisch ist, kommt es vor, daß die durch die mit der Entzündung verbundene Ausdehnung erzeugte Luftwelle durch Reflexion zurückkehrt und so ein Zurückschlagen (bisweilen sogar ein Auslöschen) der Flamme verursacht; Mallard und Le Chatelier, die diese Verhältnisse vollkommen klargestellt haben, bezeichnen die Erscheinung als »mouvement vibratoire«. In Dixons Photogrammen liefern u. a. Nr. 64, 65, 77 Beispiele dafür.

[21]) Soweit ich sehe, lassen sich nach den dargelegten Gesichtspunkten die Photogramme Dixons in ihren wesentlichen Zügen verstehen und deuten; zum näheren Verständnis gewisser Einzelheiten ist noch die von Dixon erkannte Tatsache zu berücksichtigen, daß noch einige Zeit nach dem Verlauf der langsamen Verbrennung merkliche Mengen unverbrannten Gases vorhanden sind, während dort, wo die Explosionswelle hindurchgeschossen ist, die Vereinigung von Brennstoff und Sauerstoff sich so gut wie augenblicklich vollzogen hat. Dieses Ergebnis dürfte übrigens vom Standpunkt der chemischen Kinetik so zu deuten sein, daß infolge des hohen Druckes und der erhöhten Temperatur im Dichtemaximum der Explosionswelle die Reaktionsgeschwindigkeit ungeheuer gesteigert ist. — Eine exakte hydrodynamische (bezw. reaktionskinetische) Theorie der Explosionswelle erscheint möglich und wäre natürlich ein großer Fortschritt; ein sehr beachtenswerter Anfang hierzu findet sich ganz neuerdings, worauf mich Prof. Prandtl in Göttingen, der mit mir gemeinschaftlich das vorliegende Problem zu bearbeiten begonnen hat, aufmerksam machte, bei E. Jouguet, Compt. rend. **138**, 1685, **139**, 121 (1904), **140**, 711 (1905), der eine Formel zur Berechnung der absoluten Geschwindigkeit der Explosionswelle entwickelt hat, die mit der Erfahrung ausgezeichnet stimmt.

[22]) Physik. Zeitschr. **5**, 777 (1904).

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 1234)

23) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Southern Pacific R. R.

Die Lokomotive ist von den Baldwin Locomotive Works erbaut. Ihre Hauptabmessungen ergeben sich aus Fig. 360 bis 364. Sie ist eine der leistungsfähigsten der ausgestellten Consolidation-Lokomotiven (vergl. Zahlentafel 1), hat infolge der großen Zylinderdurchmesser eine beträchtliche Zugkraft und weist bei einem Kesseldurchmesser von mehr als 2000 mm und 413 Siederöhren von 4775 mm Länge eine Heizfläche von 316 qm auf.

Der Kessel, Fig. 365 und 366, gehört der Straight-Type an und gleicht in Bauart und Ausführung durchaus demjenigen der Lokomotive Nr. 1, der in Z. 1905 S. 52 schon ausführlich besprochen worden ist. Nur die Feuerbüchse ist insofern anders geformt, als die Seitenwände nach unten etwas eingezogen sind, um keine zu breite Rostfläche zu erhalten. Die Stehbolzen sind sämtlich angebohrt, im Führerhaus jedoch durch die Blechbekleidung verdeckt.

Der Aschkasten ist, wie Fig. 364 zeigt, stark eingezogen und durch die hinterste Treibachse in zwei trichterförmig zugespitzte Kisten geteilt. Die vorn und hinten in halber Höhe angebrachten Aschklappen können vom Führerstand aus bewegt werden. Unter diesen Aschklappen befindet sich der eigentliche Raum für die Ansammlung der Asche und Schlacke. Außer den beiden Klappen ist an jedem Trichter zu beiden Seiten noch je eine Drehklappe mit Drahtgeflecht zur Verstärkung der Luftzufuhr angebracht; die Klappen können zu diesem Zweck unabhängig von den beiden andern vom Führerstand aus bewegt werden (Fig. 367). Wie bei einer Reihe amerikanischer Lokomotiven, so sind auch hier die Seitenwände des Aschkastens durch Flacheisen am Rahmen gehalten (*a* in Fig. 360).

Der Rahmen besteht aus Gußstahl und ist wie bei der Mehrzahl der besprochenen Lokomotiven zweiteilig. Er bietet im übrigen wenig Neues. Auffallend ist nur das außerordentlich schwere gußeiserne Querstück, das zur Aufnahme

Fig. 360 bis 364. 4/5-gekuppelte

Fig. 365 und 366. Lokomotivkessel.

der vorderen Bufferbohle sowie des vorderen Drehzapfens des Deichselgestelles dient. Die Querversteifung ist ausreichend.

Das Sattelstück bietet nichts Neues. Wie bei fast allen Steuerungen mit gegenlenkiger Zwischenwelle sind die Exzenterstangen der Stephenson-Steuerung gekreuzt. Die Schubstange für den Schieberantrieb liegt zum Teil innerhalb, zum Teil außerhalb des Rahmens. Der innenliegende Teil mußte um die zweite Treibachse herumgeführt werden und ist infolgedessen schwer ausgefallen; damit nicht auch die vorderste Treibachse umgangen werden muß, ist die Schubstange zwischen den beiden genannten Achsen nach außen geführt.

Fig. 367. Drehklappe.

Der Gußstahlquerträger für die Geradführung des Kreuzkopfes ist so schwer, daß seine Befestigung an dem schmiedeisernen Querträger allein nicht genügte, sondern noch eine Verbindung mit dem Langkessel durch eine runde Strebe ratsam erschien.

Die Pleuelstange greift an der dritten Treibachse an, ist somit lang und schwer. Beide Stangenlager sind nachstellbar. Die Kuppelstangenköpfe sind sämtlich geschlossen und ihre Lagerschalen nicht nachstellbar.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ist aus Fig. 368 ersichtlich. Sie zeigt, daß die Laufachse und

Fig. 368.

Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel.

die beiden vordersten Treibachsen unter einander durch Ausgleichhebel verbunden sind, ebenso die beiden hinteren Treibachsen unter einander, so daß die Maschine wie üblich in sieben Punkten gestützt ist.

Die Stützung und Aufhängung des Ausgleichhebels des Deichselgestelles ist in Fig. 369 bis 379 in allen Einzelheiten

Güterzuglokomotive der Southern Pacific R. R.

wiedergegeben.

Alle vier Treibachsen sind mit Spurkränzen versehen und werden einseitig gebremst.

Das Führerhaus ist geräumig; trotzdem ist die Aussicht auf die Strecke infolge des großen Kesseldurchmessers und der vor die Fenster gebauten Injektoren sehr beschränkt.

Die Lokomotive ist mit Vanderbilt-Tender ausgerüstet.

zurückzulegen. Der Boden der Feuerbüchse mußte in seinen Linien dem Umfang der beiden Treibachsen folgen und ist deshalb mit seiner vorderen Wasserkammer stark zurück- und hinter derselben mehr als gewöhnlich in die Höhe gezogen.

Fig. 369 bis 379. Ausgleichhebel für das Deichselgestell.

Pfanne für den Rahmen des Achsgestelles

24) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Norfolk and Western R. R.

Auch diese Lokomotive ist von den Baldwin Locomotive Works gebaut; ihre Hauptabmessungen zeigen Fig. 380 bis 387. Wie sich aus Zahlentafel 1 und 2 (Z. 1904 S. 1598 und 1691) ergibt, ist das Adhäsionsgewicht dieser Lokomotive erheblich kleiner als das der vorhergehenden und trotzdem die Zugkraft aus den Zylinderabmessungen nur wenig geringer. Auch läßt sich aus dem geringeren Gewicht der Lokomotive sofort schließen, daß der Kessel erheblich kleiner ist und infolge davon, wie auch Zahlentafel 2 lehrt, der Verdampfungsfaktor und der Gütefaktor der Heizfläche ungünstig sind. Der kleine Gütefaktor des Entwurfes (Spalte 10 der Zahlentafel 2) läßt weiter auf große tote Gewichte im Rahmen und Triebwerk schließen, was auch tatsächlich der Fall ist.

Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an; seine Einzelheiten ergeben sich aus Fig. 388 bis 390. Der Langkessel bietet den früher vorgeführten Ausführungen gegenüber nichts Neues; dagegen zeigt die Feuerbüchse etwas abweichende Formen, die durch die Verteilung der Last auf die Treibachsen bedingt werden. Die starke Ueberhöhung des hintersten Kesselschusses und der Feuerbüchse verlegt den Schwerpunkt des Kessels stark nach rückwärts und macht es deshalb erforderlich, die beiden hintersten Treibachsen

Die Seitenwände der Feuerbüchse verlaufen beinahe senkrecht, die Decke der inneren Feuerkiste ist mäßig gewölbt. Die Wände sind durch radial gerichtete Stehbolzen gegeneinander abgesteift; nur die vorderste Reihe der Deckenverankerung ist beweglich eingerichtet.

Der Aschkasten ist stark eingezogen und durch die hinterste Treibachse in zwei Teile geteilt, die trichterförmig nach unten ausgezogen und am Boden mit wagerechten Absperrschiebern abgeschlossen sind, welche durch einen kleinen Preßluftzylinder bewegt werden. Die Luft wird durch eine vordere und eine hintere Aschklappe zugeführt, die in halber Höhe des Aschkastens angebracht sind und vom Führerstand aus mittels Zugstangen bewegt werden.

Der Rahmen ist aus schmiedeisernen Barren zusammengeschweißt. Die Querversteifung ist mäßig.

Die Steuerung ist verhältnismäßig leicht. Die Schubstange für den Schieberantrieb ist nach außen verlegt und

Fig. 380 bis 387. 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive

wird von der Schwinge durch Parallelführung und doppelarmigen Hebel angetrieben. Die Schubstange ist lang und leicht. Die Hebel der Parallelführung sind sehr kurz und verursachen demgemäß erhebliches Spielen des Schwingensteines in senkrechter Richtung.

Das Triebwerk ist in allen Teilen schwer, namentlich die lange Pleuelstange. Der Querträger für die Aufnahme der Kreuzkopf-Geradführung wird in derselben Weise von einer Rundeisenstrebe am Kessel gehalten wie bei der vorher beschriebenen Lokomotive.

Beide Lager der Pleuelstangen sind nachstellbar, die der Kuppelstangen dagegen nicht.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ergibt sich aus Fig. 391. Die Laufachse und die beiden vorderen Treibachsen und ebenso die beiden hinteren Treibachsen sind für sich durch Ausgleichhebel unter einander verbunden, so daß diese Lokomotive in der üblichen Weise in sieben Punkten gestützt wird.

Von den vier Treibachsen haben die mittleren keine Spurkränze. Das Kuppelzapfenlager der vordersten Treibachse hat 5 mm seitlichen Spielraum.

Das Führerhaus ist wenig geräumig. Führer- und Heizerstand befinden sich getrennt von einander seitlich vom Kessel. Die Feuerbüchse schneidet mit dem Zugkasten ab, so daß die

Fig. 388 bis 390. Lokomotivkessel.

Fig. 391. Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel.

der Norfolk and Western R. R.

Fig. 392 bis 395.
4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Illinois Central R. R.

Fig. 396 bis 399. Kessel der Illinois Central-Güterzug-

Befeuerungsplattform auf dem Tender angebracht werden mußte. Sie liegt erheblich tiefer als der Führer- und Heizerstand. Der Tender hat den üblichen ⊃-förmigen Wasserkasten.

25) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Illinois Central R. R.

Diese Lokomotive ist von den Rogers Locomotive Works gebaut; ihre Hauptabmessungen sind in Fig. 392 bis 395 gegeben.

Der Kessel, Fig. 396 bis 399, gehört der Extended wagon top-Klasse an und unterscheidet sich von denen aller andern Ausstellungslokomotiven dadurch, daß der vorderste der drei Kes-

Fig. 400 bis 404. 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive

Fig. 405 bis 409. Lokomotivkessel.

Fig. 405.

lokomotive.

selschüsse konisch ist. Die Rostfläche ist groß (5 qm), die Feuerbüchse hinten nicht abgeschrägt und demgemäß auch die direkte Heizfläche groß; die Verankerung der Feuerbüchse bietet nichts Neues. Die Feuerbüchse ist mit demselben Rauchverminderer ausgerüstet, den auch die $^2/_5$-gekuppelte Schnellzuglokomotive der Illinois Central R. R. besitzt, nur mit dem Unterschied, daß die Güterzugmaschine an der Rückwand der Feuerbüchse 6 und außerdem an der Vorderwand 4 Dampfdüsen hat. Ob die Anbringung der vorderen Düsen zweckmäßig ist, erscheint nach den Erfahrungen, die bei uns mit ähnlichen Einrichtungen gemacht sind, zweifelhaft.

Der Aschkasten ist sehr stark eingezogen und durch die hintere Treibachse in zwei Abschnitte geteilt. Die Luft wird durch seitlich in den beiden Kasten angebrachte rechteckige Ausschnitte zugeführt, die mit Drahtgeflecht bekleidet sind, und durch eine vordere und eine hintere Aschklappe, die vom Führerstand aus bewegt werden können.

Die Feuerbüchse ist an der Vorder- und Hinterwand in der üblichen Weise durch Blechträger auf dem Rahmen gestützt. Der Langkessel wird, wie Fig. 392 zeigt, von drei hohen Blechstützen getragen.

Der Rahmen ist aus schmiedeisernen Barren zusammengeschweißt und in der Quere sehr kräftig versteift. Das ist einmal erreicht durch eine starke wagerechte Platte, die auf dem oberen Barrenstück des Rahmens vom Sattelstück bis zu den Achslagern der zweiten Treibachse reicht, und außerdem durch eine Reihe von Querträgern am unteren wie am oberen Rahmenrande.

Das Sattelstück nebst Zylindern und Gehäusen für die Flachschieber ist dasselbe wie bei der $^2/_5$-gekuppelten Schnellzuglokomotive der Illinois Central R. R.

Die Luftsaugeventile sitzen an den Schiebergehäusen, also richtig, während sie sich bei einer Reihe von amerikanischen Lokomotiven im Ausströmrohr befinden.

Die Steuerung wird von der dritten Treibachse aus angetrieben; sie besitzt demzufolge große Baulänge und wird namentlich infolge der kreisförmigen Umführung des innen liegenden Teiles der Schubstange um die zweite Treibachse schwer.

Das Triebwerk ist ebenfalls schwer. Sämtliche Lagerschalen der Schub- und Kuppelstangen sind nachstellbar.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ergibt sich aus Fig. 392. Die Laufachse und die vordere Treibachse sind für sich durch Ausgleichhebel verbunden, ebenso die drei hinteren Laufachsen untereinander.

Zwecks Kurvenbeweglichkeit ist die dritte Treibachse ohne Spurkranz ausgeführt und haben die Lager sämtlicher Stangen auf den Zapfen seitlichen Spielraum.

Das Führerhaus ist geräumig und gestattet, die Strecke gut zu übersehen. Die Stände für den Führer und den Heizer befinden sich seitlich neben dem Kessel auf erhöhter Plattform. Die Lokomotive ist mit einer Webbschen Feuertür ausgerüstet.

der Baltimore and Ohio R. R.

Fig. 406.

Fig. 407.

Fig. 408.

Fig. 409.

26) $^4/_5$-gekuppelte Güterzuglokomotive der Baltimore and Ohio R. R.

Diese Lokomotive ist ebenfalls von den Rogers Locomotive Works gebaut; ihre Hauptabmessungen ergeben sich aus Fig. 400 bis 404.

Der Kessel, Fig. 405 bis 409, gehört der Extended wagon top-Klasse an. Der Langkessel besteht aus zwei Schüssen von 2076,5 und 2158 mm Länge. Die Belpaire-Feuerbüchse ist verhältnismäßig lang und breit. Decke und Seitenwände der inneren Feuerkiste und des Feuerbüchsmantels bestehen aus drei Blechen. Decke und Seiten-

Fig. 411 bis 413. Lokomotivrahmen.

wände des Feuerbüchsmantels sind in der Naht stumpf gestoßen und mittels innerer und äußerer Laschen vernietet. Die Deckenanker sind radial gerichtet. In der Mehrzahl sind sie nach Fig. 407 ausgeführt. Beweglichkeit kann mit dieser Anordnung nicht erzielt werden; sie kann nur bezwecken, die Beanspruchung des Stehbolzengewindes zu verringern und die Stehbolzen vor Beschädigungen, die bei der sonst üblichen Verstemmung der Stehbolzenköpfe durch Stauchen eintreten können, zu schützen.

Die beiden vorderen Reihen der senkrechten Deckenstehbolzen sind nach Fig. 408 beweglich ausgeführt. Diese Stehbolzen werden von der Innenseite der Feuerbüchse aus mittels eines Vierkantkopfes, der nachher abgehauen wird, eingezogen. Der Stehbolzen legt sich mit einem kräftigen Nietkopf gegen die Innenseite der Feuerkistendecke und hat mit seinem äußeren Gewinde den erforderlichen Spielraum in dem in das Feuerbüchs-Mantelblech eingeschraubten Metallstutzen. Die Dichtung erfolgt durch eine kugelförmig ausgebildete Metallunterlagscheibe, die durch eine Mutter fest auf den Boden des Metallstutzens aufgedrückt wird. Der äußere Abschluß wird durch einen Metalldeckel bewirkt. Auch dieser Stehbolzen wird vor Verletzungen beim Verstemmen der Köpfe bewahrt. Der Nachteil dieser beweglichen Stehbolzen besteht, wie schon bei andrer Gelegenheit betont, darin, daß sich Kesselstein zwischen dem oberen Gewinde und dem Metallstutzen absetzt, wodurch die Beweglichkeit, wie der Betrieb gezeigt hat, nach kurzer Zeit aufgehoben wird. Die Baldwin Locomotive Works, die Erfinder dieses beweglichen Stehbolzens, sind deshalb von dieser Anordnung längst abgekommen.

Fig. 410.

Tragbock für die Feuerbüchse.

Im übrigen findet man an denjenigen Stellen, die ungünstigen Beanspruchungen im Betrieb am meisten ausgesetzt sind, die in Fig. 409 dargestellte Ausführung. Sie zeigt dieselben Mängel wie die vorher beschriebene Anordnung. In Fig. 405 sind diese Stehbolzen durch doppelte Kreise kenntlich gemacht.

Zur Versteifung der parallelen Wände der Feuerbüchs-Manteldecke dienen wagerechte Queranker, die in zwei übereinander liegenden Reihen angeordnet sind.

Weiter ist die Feuerbüchse noch durch eine Reihe von Längsankern nebst Winkeleisenplatten versteift, deren Anordnung aus Fig. 405 bis 406 ersichtlich ist.

Sämtliche unbeweglichen Stehbolzen sind angebohrt.

Die Feuerbüchse ist oberhalb der umlaufenden Plattform mit Magnesiaplatten und Deckblechen vor Abkühlung geschützt.

Fig. 414 bis 417. Sattelstück.

Fig. 418 bis 421. Dampfzylinder.

Bemerkenswert ist die Verankerung der vorderen und der hinteren Rohrwand durch vier besondre Längsanker von 50,8 mm Dmr., die zwischen den Siederohren angeordnet sind.

Der Aschkasten ist entsprechend der breiten Feuerbüchse stark eingezogen und durch die hinterste Treibachse in zwei trichterförmig ausgebildete Teile geschnitten. Die dünnen Bleche des schrägen Teiles sind gegen das obere Barrenstück des Rahmens durch Flacheisen abgestützt.

Die Luft wird durch eine vordere und eine hintere Aschklappe zugeführt, die vom Heizerstand aus bewegt werden können. Außerdem sind an den Seitenwänden des hinteren Trichters noch rechteckige Ausschnitte mit Drahtverkleidung vorgesehen.

Der Schüttelrost hat am vorderen und am hinteren Ende Klapproste zum Abziehen der Schlacke.

Die Feuerbüchse ist vorn auf dem Rahmen zu beiden Seiten durch gleitbare Tragböcke abgestützt, deren Ausführung aus Fig. 410 ersichtlich ist. Außerdem ist sie am hinteren Ende in der üblichen Weise durch einen Blechträger abgestützt. Im übrigen findet eine Unterstützung des Langkessels außer durch das Sattelstück nur noch durch ein Doppelblech statt, welches an dem für die Aufhängung der Kreuzkopf-Geradführung bestimmten Querträger befestigt ist; s. Fig. 400 und 401.

Der Rahmen, Fig. 411 bis 413, ist aus schmiedeisernen Barren zusammengeschweißt. Die Formgebung ist zweifellos gut, da eine Kröpfung des oberen Barrenstückes, die so häufig Veranlassung zu Brüchen gibt, nicht stattgefunden hat. Das zur Aufnahme des Sattelstückes dienende vordere Ende des Rahmens ist nicht, wie sonst üblich, gabelförmig, sondern als Plattenrahmen durchgebildet, um den an dieser Stelle am häufigsten auftretenden Brüchen wirksam zu begegnen. Die seitliche Stärke des Rahmens ist entsprechend verringert. Die absetzenden Flächen dienen zur genauen Einstellung der Zylinder mittels doppelter Keile.

Die Querversteifung des Rahmens ist mangelhaft, da von dem Querträger zur Aufnahme des hinteren Drehpunktes des Deichselgestelles bis zur vorderen Auflagerung der Feuerbüchse keine gemeinsame Querverbindung für die oberen und unteren Barrenstücke der beiden Rahmen vorhanden ist.

Das Sattelstück hat naturgemäß infolge der vorderen Durchführung des Rahmens als Plattenrahmen eine Abänderung der üblichen Bauart insofern erfahren, als es nicht aus zwei in der Mitte getrennten Hälften besteht, deren jede mit dem entsprechenden Zylinder ein gemeinsames Gußstück bildet. Der Sattel ist vielmehr aus einem Stück hergestellt und bildet wie bisher die Querversteifung des Rahmens an der vorderen Auflagerstelle des Kessels, während die beiden Zylinder nebst den Gehäusen für die Flachschieber als getrennte Gußstücke von außen an den Plattenrahmen befestigt sind. In diesem Fall sind also drei getrennte Gußstücke vorhanden, im Gegensatz zu den sonst üblichen zwei Gußstücken. Die ganze Anordnung ist erheblich vorteilhafter als die ältere, und die Gußstücke werden einfacher. Zur Ueberführung des Frischdampfes vom Sattelstück nach den Schieberkasten sind besonders angebaute Knierohre erforderlich; s. Fig. 400 und 401.

Die Einzelheiten ergeben sich aus den Figuren 414 bis 421.

Steuerung und Triebwerk bieten nichts Neues.

Die Räder der dritten Treibachse sind ohne Spurkranz ausgeführt. Zwecks Kurvenbeweglichkeit haben sämtliche Stangenlager seitlichen Spielraum auf ihren Zapfen.

Das wenig geräumige Führerhaus ist an der Rückwand durch eine doppelte Schiebetür gegen die Tenderplattform abschließbar.

(Forts. folgt.)

Ausgleich von Vierzylindermaschinen.

Zwischen dem Gewichtspolygon und dem Abstandsdiagramm einer in erster Ordnung ausgeglichenen Vierzylindermaschine läßt sich eine sehr übersichtliche Beziehung herstellen, auf welche meines Wissens noch nicht hingewiesen ist. Man zieht (vergl. die Figur) die äußere Diagonale $a_1 a_2$ des Gewichtsvierseits ($m_1 m_2 m_3 m_4$) und durch den Punkt P Strahlen parallel zu den Viereckseiten; diese Strahlen ergeben auf der Diagonale das Abstandsdiagramm $a_1 a_2 a_3 a_4$, und zwar erhalten wir es in der bekannten perspektivischen Lage zu dem mit P als Zentrum verzeichneten Kurbeldiagramm 1, 2, 3, 4.

Dresden.

Dr. Mollier.

Neuere Universalwalzwerke.

Fig. 1 bis 4. Universal-Umkehrwalzwerk für die National Tube Co., gebaut von der Mesta Machine Co.

Fig. 1. Walzenstraße.

Fig. 2 bis 4. Universalgerüst.

Das Universalwalzwerk ist im großen und ganzen in den Vereinigten Staaten nicht so beliebt wie bei uns, da seine Bedienung erhebliche Aufmerksamkeit verlangt; man zieht vielmehr vor, Flacheisen bis zu 450 und selbst bis 600 mm Breite aus vorgewalzten Brammen in geschlossenen Kalibern zu walzen. Die größere Spezialisierung in der Fabrikation läßt das auch leichter zu, während bei uns, wo die Aufträge oft nur sehr klein sind, die Anwendung geschlossener Kaliber für Streifen einen zu häufigen Walzenwechsel zur Folge haben würde; diese Verschiedenheit in der Arbeitsweise zwingt unsre Werke, kleinere Brammen zu verwenden und unmittelbar im Universalwalzwerk auszuwalzen. Die wenigen Ausführungen von Universalwalzwerken in den Vereinigten Staaten sind meist Block- oder Brammenwalzwerke, die für kleinere Walzen-

Fig. 5 bis 7.
Duo-Universalwalzwerk
für das Hayinger Werk der Firma
Les Petits Fils de F^{rois} de Wendel,
gebaut von der
Duisburger Maschinenbau-A.-G.
vorm. Bechem & Keetman.

Fig. 5.
Walzen- und Kammwalzengerüst.

Maßstab 1 : 75.

Fig. 7. Walzenstraße.

straßen vorarbeiten; als Fertigstraße ist das Universalwalzwerk in den Vereinigten Staaten eine Ausnahme. Wo es aber ausgeführt ist, dient es hauptsächlich dazu, große Mengen von Streifen gleicher Abmessungen zu erzeugen, und dabei werden Breite und Dicke der Streifen meist nicht sehr niedrig gewählt. Beispielsweise hat das große Universalwalzwerk der Carnegie Steel Co. in Homestead eine kleinste Walzbreite von 508 mm. Bei den deutschen Werken dagegen werden bald breite, bald schmale Streifen gewalzt, da nicht so viel Aufträge auf breite beschafft werden können, daß die Straße dabei voll ausgenutzt würde.

Ein durch seine Abmessungen bemerkenswertes Universal-Umkehrwalzwerk für Brammen hat die Mesta Machine Co. in Pittsburg, Pa., für die National Tube Co. gebaut[1]). Die Anlage hat den Zweck, die Betriebseinrichtungen im Stahlwerk der genannten Gesellschaft zu vereinfachen, an die Stelle der zahlreichen Gußformen mit den verschiedensten, namentlich kleineren Abmessungen einige wenige große zu setzen und so zugleich die Gießdauer zu verkürzen. Ein gewöhnliches, lediglich mit wagerechten Walzen ausgerüstetes Blockwalzwerk würde diesen Zweck nicht erfüllt haben, da man darin die Breitenabmessungen nur in geringem Maße verkleinern könnte, und es wären daher doch noch besondre Gußformen für die einzelnen, von den verschiedenen kleineren Straßen geforderten Blockbreiten nötig gewesen. Das Universalwalzwerk dagegen genügt diesen Ansprüchen, und der erhöhte Anschaffungspreis wird durch die vereinfachten Arbeitsbedingungen im Stahlwerk ausgeglichen

Fig. 6 Universalgerüst.

Fig. 1 zeigt die Gesamtanordung des Walzwerkes, Fig. 2 bis 4 die Konstruktion des Gerüstes. Die wagerechten Walzen von 1016 mm Dmr. liegen in einem normalen Gerüst. Ihre Antriebmaschine *A*, Fig. 1, eine Zwillingsmaschine von 1168 mm Zyl.-Dmr. und 1524 mm Hub, treibt mit einer Stirnradübersetzung von 5 : 7 durch die Hauptwelle die Unterwalze und mittels

[1]) The Iron Age, 29. Sept. 1904 S. 1.

eines Kammwalzengerüstes B die Oberwalze. Die senkrechten Walzen von etwa 750 mm Dmr. sind in einem besondern Gerüst untergebracht; sie haben eine eigene Antriebmaschine C, eine Zwillingsmaschine von 914 mm Zyl.-Dmr. und 1220 mm Hub, die erhöht aufgestellt ist, und deren Welle beide senkrechten Achsen mittels Kegelradübersetzungen antreibt. Der getrennte Antrieb der wagerechten und senkrechten Achsen findet sich mehrfach bei den amerikanischen Universalwalzwerken; man ist dabei allerdings auf das Zusammenarbeiten der beiden Maschinisten angewiesen, hat aber den Vorteil, daß man das Verhältnis der Geschwindigkeiten besser der Geschwindigkeit des Walzgutes anpassen kann. Wenn beide Walzenpaare angestellt sind, muß die Geschwindigkeit des Walzgutes im zweiten Stich größer sein als im ersten, und zwar bestimmt sich die Geschwindigkeitszunahme nach dem Grad der Zusammendrückung, die das Walzgut in dem ersten Stich erfährt. Leitet man nun den Antrieb der senkrechten Walzen von derselben Hauptwelle ab, welche die wagerechten Walzen treibt, so kann man ihre Umfangsgeschwindigkeit entweder größer oder kleiner machen als diejenige der wagerechten Walzen, und zwar in einem ein für allemal gleichbleibenden Verhältnis. Die Umfangsgeschwindigkeiten werden also nur für bestimmte Zusammendrückungen des Walzgutes richtig sein; in allen übrigen Fällen wird das Walzenpaar des zweiten Stiches schleifen; vor allem sind die Geschwindigkeiten aber nur für eine Durchgangsrichtung richtig. Dem letzteren Uebelstande hat man dadurch abgeholfen, daß man zwei Paare senkrechter Walzen, eines vor, das andre hinter den wagerechten Walzen, angebracht hat; der Arbeiter, der die Walzen anstellt, hat dann nur darauf zu achten, daß der Grad des Anstellens möglichst gleichmäßig bleibt. Dem schädlichen Einfluß des Gleitens infolge der unrichtigen Umfangsgeschwindigkeit, der sich namentlich in einer erhöhten Abnutzung des Kegelradantriebes bemerkbar macht, hat man durch Einschalten von Reibkupplungen entgegengewirkt.

Im vorliegenden Falle sind senkrechte Walzen nur auf einer Seite, und zwar vor der Walze, angebracht. Daß für sie ein besondres Gerüst vorgesehen ist, erscheint bei den großen Abmessungen der Straße zweckmäßig. Ueber die Anordnung geben am besten Fig. 2 bis 4 Aufschluß, die allerdings in ihren Einzelheiten nicht ganz zuverlässig und maßstäblich zu sein scheinen. Die beiden festen Ständer A sind durch doppelte Querbalken B versteift, und zwischen diesen gleiten Rahmen C, welche die senkrechten Walzen D tragen. Das Haupttraglager für die senkrechten Walzen ist das Spurlager, das durch einen darunterdrückenden Doppelhebel eingestellt werden kann, auf deren unterer der Block während des Stiches gleitet. Die Wellen E_1 und E_2 sind außen in den Ständern A gelagert; in der Mitte sind Lager F angeordnet, die gleichzeitig die Querbalken B, auf welche sie sich aufsetzen, versteifen.

Zum Anstellen der senkrechten Walzen dienen beiderseits je zwei Schraubenspindeln S, die gemeinsam durch ein Zwischenrad angetrieben werden. Da bei dem verhältnismäßig rohen Arbeiten dieser Straße das feine Einstellen nicht von so großer Bedeutung ist, so genügt diese Einrichtung, die sich bei uns schon seit langem für das Auswalzen von Fertigerzeugnissen als zu ungenau herausgestellt hat und durch-

Fig. 8 bis 10.

Trio-Universalgerüst für die Friedenshütte, gebaut von der Maschinenfabrik Sack, G. m. b. H.

Die Straße soll Brammen von 1422 × 914 mm Querschnitt bis auf 355 mm Breite herab walzen. Dementsprechend müssen die senkrechten Walzen bis auf dieses Maß zusammengeschoben werden können, und da als Zwischenglied für den Antrieb Kegelräder genommen werden sollten und man anderseits die Walzen massiv herstellen wollte, so bot dieser Punkt einige Schwierigkeiten. Die Kegelräder werden dabei so groß, daß sie nicht mehr nebeneinander Platz finden, und daher sind zwei Antriebwellen E_1 und E_2 ausgeführt, von denen E_2 soviel tiefer liegt, daß die beiden Kegelräder sich übereinander schieben und die senkrechten Walzen entsprechend näher zusammentreten können. In der innersten Lage der Walzen ist aber zwischen den Halslagern noch soviel Raum, daß zwischen die Querbalken B Versteifungen eingezogen werden

weg durch Schnecken- und Schneckenräderantrieb verdrängt worden ist. Die Spindeln S drücken lediglich die Rahmen C nach innen; damit diese aber auch beim Zurückziehen der Spindeln mitgenommen werden, sind besondre Preßwasserkolben G in den Rahmen A untergebracht, die mittels Zugstangen die Rahmen C zurückziehen; sie stehen ständig unter Preßwasserdruck, so daß Rahmen und Spindeln zusammengehalten werden. Zweckmäßigerweise hätte man, da Preßwasser mit zur Verwendung gelangt ist, auch eine Einrichtung treffen sollen, daß die Rahmen C schnell zurückgezogen werden können. Eine solche ist namentlich bei großer seitlicher Verschiebung der senkrechten Walzen von Wert, um die Arbeitspausen zwischen dem Auswalzen zweier Blöcke abzukürzen; sie kommt bei den senkrechten Walzen um so mehr in

Frage, als deren Anstellschrauben vielfach feineres Gewinde haben als die der wagerechten Walzen. Die Spindeln der letzteren werden durch eine gemeinsame Vorgelegewelle zusammen angestellt. Ob die wagerechten Walzen in gleicher Weise in ihrem Antrieb verbunden sind, ist aus der Quelle nicht ersichtlich; es wäre jedenfalls zweckmäßig. Ueber die Leistung der Straße ist nichts angegeben.

Im Anschluß an diese amerikanische Konstruktion seien noch zwei neuere bemerkenswerte deutsche Ausführungen von Universalgerüsten dargestellt.

Schneckenräder angetrieben, die senkrechten Walzen haben ebenso wie das in meinem Bericht über das Eisenhüttenwesen auf der Ausstellung in Düsseldorf besprochene Universal-Triowalzgerüst[1]) drei Druckschrauben, und die Anstellvorrichtungen sind in gleicher Weise seitlich angebracht, s. Fig. 6. An Stelle der Dampfmaschinen für den Antrieb sind jedoch Elektromotoren M_1 (Fig. 5) für die Druckschrauben der wagerechten Oberwalze und M_2 für die Druckschrauben der senkrechten Walzen ausgeführt und auf Konsolen am Gerüst untergebracht. Da vor und hinter dem Walzgerüst je ein Paar senkrechter Walzen vorgesehen ist, so sind zwei Motoren M_2 unmittelbar

Fig. 11.

Trio-Universalgerüst für die Friedenshütte, gebaut von der Maschinenfabrik Sack, G. m. b. H.

Ein **Duo-Universalwalzwerk** für Fertigerzeugnisse von sehr bedeutenden Abmessungen hat die **Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman** für das Hayinger Werk der Firma **Les Petits Fils de F'ois de Wendel** gebaut. Es hat 850 mm Walzendurchmesser und ist für eine größte Walzbreite von 1,3 m bestimmt, kommt also der bislang größten Anlage der Carnegie Steel Co.[1]) in Homestead, Pa., gleich. Die Hauptabmessungen sind aus Fig. 5 zu ersehen. Die wagerechten Walzen haben 850 (bezw. 860) mm Dmr., die senkrechten Walzen 610 mm Dmr. Die Druckschrauben der Oberwalzen werden durch

nebeneinander gestellt; die drei Motoren sind sämtlich gleich ausgeführt und leisten je 7 PS. Zu beiden Seiten des Gerüstes schließen sich feststehende Rollgänge von rd. 14 m Länge mit elektrischem Antrieb an; die seitlichen Führschienen vor und hinter dem Gerüst sind rd. 5 m lang. Fig. 7 zeigt das zum Betrieb aufgestellte Walzwerk mit dem Kammwalzengerüst.

Ein **Trio-Universalwalzengerüst** für die **Friedenshütte**, Fig. 8 bis 11, ist von der **Maschinenfabrik Sack, G. m. b. H.** in Rath, kürzlich aufgestellt worden; seine wagerechte Ober- und Unterwalze hat 620 mm, die dazwischen liegende Schleppwalze 445 mm und die senkrechten Walzen 565 mm

[1]) Vergl. Stahl und Eisen 1901 S. 123, 686.

[1]) Z. 1902 S. 1418.

Dmr. Die größte Maulweite beträgt 350 mm, die größte Walzbreite 620 mm. Die Abmessungen sind also etwas geringer als diejenigen des in Düsseldorf ausgestellt gewesenen Gerüstes derselben Firma[1]). Die Leistung beträgt je nach den Abmessungen der Streifen 40 bis 60 t fertig geschnittene Ware in der 11stündigen Schicht. Die Konstruktion weist einige Verbesserungen auf, die sich auf den Antrieb der Anstellschrauben der senkrechten Walzen beziehen. Die erheblich kräftiger ausgeführten Schraubenspindeln S, Fig. 9, die gegen das Hals- und das Spurlager drücken, tragen Schneckenräder, die mit den auf den senkrechten Wellen a sitzenden Schnecken staub- und öldicht eingekapselt sind. Der Motor M_2 treibt die beiderseits angeordneten senkrechten Wellen a durch Vermittlung der Welle b. Er ist auf einer Konsole am Gerüst aufgestellt, ähnlich wie der Motor M_1 zum Anstellen der Druckschrauben der Oberwalze. Die Anstellschrauben S sind bei dieser Ausführung besser gelagert, und die Anordnung ist sehr viel gedrängter. Schnecken und Schneckenräder sind gegen den in der Walzhalle unvermeidlichen Staub geschützt; sie laufen in Oel und haben daher geringen Verschleiß. Um sie nachzusehen, wird der Deckel abgenommen, was keinerlei Schwierigkeiten macht; s. Fig. 11.

Fr. Frölich.

[1]) Z. 1902 S. 1419.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 25. April 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 13. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Kullmann. Schriftführer: Hr. Bogatsch.
Anwesend 36 Mitglieder und 7 Gäste.

Hr. Kullmann spricht über den gegenwärtigen Stand der Reinigung städtischer Abwässer. Er beleuchtet die Bedeutung der Abwässerreinigung für die städtischen Haushalte im allgemeinen und die einzelnen, bisher in Anwendung befindlichen Reinigungsverfahren. Dabei berührt er die selbstreinigende Kraft der Flüsse und knüpft daran eine Besprechung der Rieselfelder und der absetzend arbeitenden Filterung. Des weiteren erörtert er die chemisch-mechanische Behandlung, das Kohlenbreiverfahren, und hauptsächlich die neueren biologischen Verfahren. Schließlich erwähnt er die neueren Versuche über Wirkungsweise und zweckmäßigste Einrichtung von mechanischen Kläranlagen und erläutert die Bedingungen, unter denen man sich mit einer solchen einfachen Behandlungsweise begnügen kann.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch teilt Hr. Gercke einige Einzelheiten über das Rothe-Degenersche Kohlenbreiverfahren mit, das zwar die Abwässer gut kläre, aber recht kostspielig sei, weil der Schlamm beseitigt werden müsse. Die Vergasung des Schlammes in Generatoren sei über Versuche noch nicht weit hinausgekommen. Derartige Anlagen gebe es in Tegel, Potsdam und Essen a. d. Ruhr.

Hr. Werner teilt mit, daß in Nürnberg die Sinkstoffe meistens in Senkgruben aufgefangen und daraus mittels Drucklufteinrichtungen entfernt und als Düngmittel fortgeschafft werden. Die Abwässer werden dagegen ohne weitere Reinigung in die Pegnitz geleitet und der Selbstreinigung des Flusses überlassen. Wirksame Reinigungsanlagen würden bei den örtlichen Verhältnissen Nürnbergs außerordentlich kostspielig sein. Hr. Luft erwähnt Versuche, die in Frankfurt angestellt sind, um Abwässerschlamm und Müll zu mischen und unter Dampfkesseln zu verbrennen. Dieses Verfahren erscheine aussichtsreich. Hr. Gercke weist auf den verschiedenen Kohlengehalt des Mülls in den verschiedenen Städten hin, wovon die Möglichkeit der Müllverbrennung sehr abhängt. Hr. Kullmann hebt hervor, daß in größeren Städten die Kostenfrage doch in zweiter Linie stehe, weil die gesundheitlichen Anforderungen unbedingt befriedigt werden müssen. Hr. Werner weist darauf hin, daß die Abwässerfrage bei mittleren Städten eine wirtschaftliche sei, nämlich ob die Schädigung durch eine größere Verunreinigung der Flüsse oder die großen Kosten von Reinigungsanlagen in den Kauf zu nehmen seien.

Auf eine Anfrage, was für Nachteile sich bis jetzt in München dadurch herausgestellt haben, daß man die Abwässer in die Isar leitet, bemerkt Hr. Kullmann, daß sich in der Isar Schlammansätze vorgefunden hätten. Die Stadt habe sich bereits Gelände für die spätere Anlage von Rieselfeldern gesichert.

Darauf werden Anträge für die Hauptversammlung zu Magdeburg beraten.

Eingegangen 25. April 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 14. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.
Anwesend 44 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Gehrckens spricht über Fabrikation von Lederstulpen und Reibrädern.

Wie er ausführt, gilt das Pressen von Lederstulpen gewöhnlich als ein Nebending und ist meist Sache der Erfahrung. Zur Herstellung von Stulpen wird entweder Sohlleder verwendet, das aber zu hart ist und leicht bricht, oder Riemen- und Vacheleder, das wieder zu weich ist. Der Redner hat deshalb versucht, in seiner Gerberei Horneburg Leder für diesen Zweck besonders herzustellen, und damit Erfolg gehabt.

Zunächst kommt es auf die Wahl der passenden Häute an, wobei die Unterschiede in Rasse, Geschlecht, Alter und Fütterung zu berücksichtigen sind. Ist doch dem Gerber sogar bekannt, daß rote Rinder bessere Haut als schwarze haben. Ferner muß aus der Ledertafel ein geeignetes Stück ausgeschnitten werden, wozu Kenntnisse der Streck- und Elastizitätsverhältnisse der Haut gehören. Das Gerben hat einen weiteren Einfluß. Bei Schnellgerbung mit warmen Brühen löst man Gallerte auf; infolgedessen wird sich das Leder nicht leicht in Formen pressen lassen und zum Bruche neigen. Am günstigsten ist die alte Eichenlohgerbung in Gruben. Eine große Rolle spielen auch die Vorarbeiten, das Kalken und das Schwitzen des Leders, wodurch die Oberhaut für die Aufnahme des Gerbstoffes gelockert wird. In diesem Verfahren liegt der Unterschied zwischen Sohl- und Riemenleder. Das vom Redner hergestellte Stulpenleder ist ein Mittelding zwischen beiden. Das Chromleder hat als Stulpenleder den Vorteil großer Elastizität, kann größere Hitze vertragen und ist im Nassen glatt. Die große Elastizität führt aber auch den Nachteil mit sich, daß der Stulp weniger steif ist, d. h. daß leicht eine Formveränderung eintritt; ferner nimmt die Elastizität des Chromleders mit der Zeit ab. Chromlederstulpe werden sich deshalb bei hohen Wärmegraden und in einzelnen andern Fällen bewähren, wo lohgares Leder nicht ausreicht. Wo aber lohgares Leder mit Erfolg verwendet werden kann, und das ist wohl meistens der Fall, wird es vom Chromleder nach dem heutigen Stande nicht verdrängt werden.

Das Pressen der Stulpe ist verhältnismäßig leicht. Das Leder muß nur gründlich eingeweicht und gehörig durchgeknetet werden; ferner müssen geeignete Pressen und eine Einrichtung zur Behandlung der fertiggepreßten Stulpe vorhanden sein, durch die sie die nötige Steifheit und den Schliff erhalten.

Außer Stulpen kann man nun noch viele andre technische Gegenstände aus Leder und Haut pressen, z. B. Führungen aus Rhinozeroshaut, die das Geräusch dämpfen. Es ist das ein fast unverwüstlicher Stoff, der sich auf Eisen kaum abnutzt. Teile der Haut, die sich nicht zu Stulpen eignen, weil sie zu fest und unelastisch sind, finden zu Reibrädern und Scheiben für Diskusgetriebe Verwendung. Der Redner stellt aus Leder auch Riemenscheiben von geringem Durchmesser her, die sich als Antriebscheiben für die Uebersetzung ins Langsame außerordentlich gut bewähren.

Für eine derartige Uebersetzung eignet sich der Riementrieb besser, als man bisher annahm, weil man die schädliche Wirkung der Zentrifugalkraft fürchtete, nach den Untersuchungen des Vortragenden aber mit Unrecht. Die Theorie nahm nämlich an, daß die Zentrifugalkraft, die den Riemen vom Mittelpunkt nach außen treibt, die Reibung verringere, somit schädlich wirke. Der Vortragende hat aber im Jahre 1900 praktisch bewiesen [1]), daß die von ihm seit lange theoretisch verfochtene Ansicht richtig ist, daß die Zentrifugalkraft nicht schädlich sein kann, weil sie sich ganz oder teilweise in Tangentialkraft umsetzt und diese in gleicher Richtung wie der Riemenzug wirkt. Er geht jetzt noch viel weiter und behauptet, daß sich die Zentrifugalkraft oder die Tangentialkraft beim Riementrieb sehr nützlich erweist, da sie gestattet, bei hoher Umlaufzahl kleine Scheibendurchmesser zum Uebersetzen großer Kräfte ins Langsame anzuwenden.

[1]) Z. 1900 S. 1509.

Denkt man sich, die Zentrifugalkraft wirke auf den Riemen und habe ihn von der Scheibe abgeschleudert, so hört die Zentrifugalkraft auf, und es tritt die gleichwertige Tangentialkraft ein. Diese wirkt aber rechtwinklig zum Radius, genau wie der Riemenzug. Denkt man sich ferner, die Tangentialkraft sei gleichwertig mit dem Riemenzug oder größer, so wird der Riemen entlastet sein, und der entlastete Riemen legt sich leicht um die kleine treibende Scheibe, was das gespannte treibende Riementrum nicht kann. Erreicht die Tangentialkraft nicht die Höhe des Riemenzuges, so wird sie immerhin den Riemen teilweise entlasten.

Die alte, namentlich durch Radinger vertretene theoretische Anschauung nahm für die Zentrifugalkraft bei gleicher Riemengeschwindigkeit die gleiche Wirkung an, gleichviel wie groß der Durchmesser der Riemenscheibe, und ob sie treibend oder getrieben war, indem die Masse m in der Formel für die Zentrifugalkraft $\frac{m v^2}{\varrho}$ in gleichem Verhältnis mit dem Radius ϱ wachsen sollte. Diese Anschauung führte zu der irrigen Annahme, die höchste Leistung eines Riemens betrage $3\frac{1}{2}$ PS_e für 1 qcm Riemenquerschnitt, wie man in älteren Lehrbüchern ausgesprochen findet, wobei sogar das spezifische Gewicht des Leders sehr niedrig mit 0,8 eingesetzt ist. In neuester Zeit haben Prof. A. Grau und Ingenieur R. Schuster ähnliche Anschauungen veröffentlicht[1]).

[1]) Mitteilungen des Technologischen Gewerbe-Museums in Wien 1905 Heft 1 S. 8.

Die Fliehkraft nimmt aber im umgekehrten Verhältnis zum Radius ab, und die alten Anschauungen sind nach Ansicht des Vortragenden unrichtig, denn er hat tatsächlich für 1 qcm Riemenquerschnitt über 50 PS_e übertragen, was, wenn die alte Anschauung richtig wäre, unmöglich sein würde. Nach seiner Ansicht werden noch weit höhere Leistungen erreicht werden. Nimmt man an, daß die mit abnehmendem Radius zunehmende Fliehkraft den Riemen, d. h. das ziehende Riementrum, entlastet, so erklärt sich von selbst, was man täglich in der Praxis sehen kann, daß sich bei großer Riemengeschwindigkeit die Uebersetzung ins Langsame bewährt und nicht zu Unzuträglichkeiten führt. Die Fliehkraft setzt sich in Schleuderkraft um, wobei sehr wohl denkbar ist, daß dies nur zum Teil geschieht, während zum andern Teil die Fliehkraft wirksam bleibt. Hierbei darf auch nicht vergessen werden, daß der Riemenzug und die Schleuderkraft eine Formveränderung des Riemens bedingen, daß zur Formveränderung Zeit gehört, daß diese Kräfte bei großer Riemengeschwindigkeit nicht auf das lose Trum zurückwirken können, und daß sich hieraus die vorteilhafte Uebertragung großer Kräfte durch Riemen bei geringer Spannung des losen Trums erklärt, wie der Redner bereits früher ausgeführt hat[1]).

Darauf berichtet Hr. Conz über die Tätigkeit des Ausschusses betr. einheitliche Bezeichnung der in Formeln am häufigsten gebrauchten Größen.

[1]) Z. 1898 S. 15; 1900 S. 1509.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Dampfkraftanlagen.

Vorwärmung durch Abgase. Vorwärmer von Wilhelm Schmidt. (Z. Dampfk. Maschbtr. 16. Aug. 05 S. 312/13*) Der über dem Kessel gelagerte Vorwärmer wird durch eine mit destilliertem Wasser gefüllte Rohrschlange aus Kupfer geheizt, die mit ihrem unteren Teil in den Fuchskanal eingebaut ist.

18000 horse-power rolling-mill engines. (Engng. 18. Aug. 05 S. 212/13* mit 1 Taf.) Die stehende, von Richardsons, Westgarth & Co. für die Cargo Fleet Iron Co. gebaute Maschine hat drei Zylinder von 1370 mm Dmr. und 1580 mm Hub und kann als Drillings- oder als Verbundmaschine betrieben werden. Sie arbeitet bei 14 at Ueberdruck mit 200 Uml./min und dient zum Betrieb einer Blockstraße. Ihr Gewicht beträgt 500 t.

Zwillings-Tandem-Reversiermaschine mit neuer Steuerung. Von Schnell. (Stahl u. Eisen 1. Aug. 05 S. 872/73*) Die von der Märkischen Maschinenbauanstalt für die Hütte Phönix in Laar gelieferte liegende Maschine hat 1000 und 1500 mm Zyl.-Dmr., 1300 mm Kolbenhub und macht bis etwa 150 Uml./min. Angaben über die Steuerung und Wiedergabe von Diagrammen.

Eisenbahnwesen.

Triebwagen oder Lokomotive? Von Guillery. Forts. (Glaser 15. Aug. 05 S. 69/74*) S. Zeitschriftenschau v. 22. Juli 05. Mitteilungen über Motorwagenbetriebe auf Eisenbahnen. Dampfwagen und Lokomotiven. Schluß folgt.

Das Eisenbahn- und Verkehrswesen auf der Weltausstellung in St. Louis 1904. Von Buhle und Pfitzner. (Dingler 19. Aug. 05 S. 513/17*) S. Zeitschriftenschau v. 8. Juli 05. Forts. folgt.

Locomotives at the Liége Exhibition. Von Hanbury. (Engng. 18. Aug. 05 S. 201/03) Vorbericht. Allgemeines über die belgischen Bahnen und über die ausgestellten Lokomotiven. Forts. folgt.

The Liége Exhibition. Locomotives and rolling stock. IV. (Engineer 18. Aug. 05 S. 158*) Vierzylindrige Güterzuglokomotive der Mittelmeerbahn.

Auffallende Zerfressung einer kupfernen Feuerbüchse. Von Reischle. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Aug. 05 S. 143/46*) Ergebnisse der Untersuchungen an Speisewasser und Feuerbüchsenmaterial. Elektrolytische Wirkungen.

Electric headlight for locomotives. (Eng. News 10. Aug. 05 S. 140/41*) Mit einer De Laval-Turbine, die vom Dampfdom aus durch eine 19,5 mm weite Leitung gespeist wird, ist eine Dynamo unmittelbar gekuppelt, die bei 2000 Uml./min Strom von 30 bis 35 Amp und 30 bis 35 V liefert. Die Lampe, die eine Kohlen- und eine Kupferelektrode hat, wird von der Edwards Railway Electric Light Co. in Chicago gebaut.

The terminal railroad improvements at St. Louis. (Eng. Rec. 5. Aug. 05 S. 143/47*) Bericht über ausgedehnte Umbauten auf dem Hauptbahnhofe von St. Louis. Darstellung der alten und neuen Gleispläne.

Crossing frog with continuous rails. (Eng. News 10. Aug. 05 S. 145*) Um die Stöße beim Fahren über Gleiskreuzungen zu vermindern, werden entsprechende Paßstücke angeschoben, durch die die Unterbrechungen der Schienen ausgefüllt werden.

Streckenblockstation, Bauart Zimmermann & Buchloh, Berlin. (Glaser 15. Aug. 05 S. 64/69*) Die in St. Louis ausgestellt gewesene Station enthält für jede Fahrtrichtung ein End- und ein Anfangstreckenblockfeld, einen Signalhebel, ein einflügeliges Hauptsignal und eine Vorscheibe. Konstruktion und Wirkungsweise.

Eisenhüttenwesen.

Die elektrische Kraftübertragung auf Hüttenwerken. Von Janßen. Schluß. (Stahl u. Eisen 1. Aug. 05 S. 874/80 u. 15. Aug. S. 931/37*) Turbodynamos und Gaskraftwerke. Belastungsausgleich und -regelung für die Stromerzeuger.

Einwirkung von Hochofengasen auf das Schachtmauerwerk. Von Ludwig. (Stahl u. Eisen 8. Aug. 05 S. 870/72*) Untersuchungen von Hochofenziegeln, die durch Hochofengase zerstört worden sind, und Erläuterungen über die Vorgänge bei der Zerstörung.

Einiges über Warmlager und Adjustagen schwerer Profileisenstraßen. Von Quast. (Stahl u. Eisen 15. Aug. 05 S. 925/31*) Konstruktionen von Kantvorrichtungen. Anordnung der Schleppbahnen und Gesamtanordnung von Warmlagern.

Verfahren zur Verhütung der Lunkerbildung in schweren Rohstahlblöcken. Von Beikirch. (Stahl u. Eisen 1. Aug. 05 S. 865/70*) Darstellung eines auf der Gutehoffnungshütte eingeführten Verfahrens, das auf der Anwendung eines verlorenen Kopfes beruht, wobei der obere Teil des Blockes durch heiße Luft erwärmt wird. Wirksamkeit und Kosten des Verfahrens.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The Croton Lake railroad bridge. (Eng. Rec. 5. Aug. 05 S. 149*) 117 m lange Fachwerkträgerbrücke der New York Central and Hudson River R. R.

Viaduct over the River Barrow. (Engng. 18. Aug. 05 S. 210*) Schaubild und Angaben über eine 648 m lange eingleisige Eisenbahnbrücke mit 18 festen und zwei 24,3 m weiten Drehöffnungen.

The erection of the James River viaduct, Richmond, Va. (Eng. Rec. 5. Aug. 05 S. 152/58*) Umbau einer eingleisigen Brücke der Atlantic Coast Line R. R. von rd. 550 m Länge. Die Brücke hat 48 Oeffnungen von 10 bis 14,4 m Weite und besteht aus einfachen Blechträgern, die von genieteten Pfeilern getragen werden.

Elektrotechnik.

The Clyde Valley electrical power system, Glasgow, Scotland. (El. World 5. Aug. 05 S. 215/19*) Zur Stromversorgung

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

von Glasgow, Govan, Partick, Port Glasgow und andern Gemeinden dienen zwei Elektrizitätswerke in Yoker und Motherwell von gleicher Größe und Ausrüstung. Sie enthalten je vier Wasserrohrkessel von je 410 qm Heizfläche für rd. 12 at Ueberdruck und je zwei 2000 KW-Westinghouse-Parsons-Turbodynamos von 1500 Uml./min, die Drehstrom von 11000 V und 25 Per./sk liefern.

Utilisation of gas engines in connection with long-distance electric transmission. Von Martin. (El. World 5. Aug. 05 S. 220/21*) Die California Gas and Electric Corporation errichtet zur Unterstützung ihrer Wasserkraft-Elektrizitätswerke ein Elektrizitätswerk mit drei 4000 KW-Gasdynamos.

Hydro-electric power station, California Gas and Electric Corporation, de Sabla, Cal. Von Galloway. (Eng. News 10. Aug. 05 S. 131/33*) Das dargestellte Kraftwerk wird durch zwei Rohrleitungen von rd. 1,9 km Länge aus dem Butte Creek gespeist. Es enthält zwei 2000 KW- und vorläufig eine 5000 KW-Pelton-Turbine, die mit 240 und 400 Uml./min laufen und Drehstrom von 2300 V Spannung liefern. Die Spannung wird zur Fernleitung auf 55000 V erhöht.

Die Akkumulierungsanlage des Elektrizitätswerkes Olten-Aarburg. Von Herzog. Forts. (El. Bahnen 14. Aug. 05 S. 418/24*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05. Rohrleitung und Maschinenanlage. Schluß folgt.

Zur Theorie des Winter-Eichberg-Motors. Von Fleischmann. (Elektrot. Z. 17. Aug. 05 S. 767/69*) Konstruktion des Diagrammes, aus dem die Werte für die Spannung in Richtung der kurzgeschlossenen Bürsten, für den Rotorstrom, den Statorstrom, die Klemmenspannung am Stator, die Phasenverschiebung und die Schlüpfung entnommen werden können. Grundgleichung für die elektromotorische Kraft bei Kurzschluß. Drehmoment.

Die mechanische Arbeitsleistung von Hubmagneten nach dem Gesetz von der Erhaltung der Energie. Von Schiemann. (Z. f. Elektrot. 13. Aug. 05 S. 483/84*)

Der Eisen-Nickelakkumulator nach System Edison. Von Schoop. (Elektrot. Z. 17. Aug. 05 S. 769/76*) Erläuterungen über den Grundgedanken der Konstruktion, die Wirkungsweise und allgemeine Eigenschaften. Eingehende Darstellung des Gefäßes, der Elektroden, des Einbaues der Platten und des Elektrolyten. Bericht über Versuche. Einfluß der Temperatur auf Kapazität und Leistung. Temperaturziffer des Akkumulators. Wirkungsgrad und Nutzeffekt.

Erd- und Wasserbau.

Die Häfen von Cardiff und Bristol. Von Günther. (Zentralbl. Bauv. 19. Aug. 05 S. 421/23* u. 23. Aug. S. 425/26*) Lageplan und Abmessungen der Hafenanlagen. Verkehr in den Häfen. Beurteilung der Häfen vom Standpunkt der örtlichen Bedürfnisse.

Investigation of stresses in high masonry dams of short spans. Von Wisner und Wheeler. (Eng. News 10. Aug. 05 S. 141/44*) Kritik der Berechnung einer Talsperre in Wyoming. Spannungen infolge des Wasserdruckes und infolge von Temperaturschwankungen.

Feuerungsanlagen.

Einfluß des Brennstoffes auf die Wahl der Feuerung. Von Dosch. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 16. Aug. 05 S. 315/16) Braunkohlen und Torf. Abfallkohlen. Rauchfreie Verbrennung.

Gießerei.

Die Eisen- und Metallgießerei der Deutschen Niles-Werkzeugmaschinenfabrik in Oberschöneweide bei Berlin. Forts. (Gießerei-Z. 15. Aug. 05 S. 545/50*) Gußputzerei. Modelltischlerei. Metallgießerei. Montagehalle. Wohlfahrteinrichtungen.

Die Auswahl des Gießereiroheisens für bestimmte Zwecke. Von Simmersbach. (Gießerei-Z. 15. Aug. 05 S. 559/63) Zusammensetzung von Roheisenarten für Maschinenguß, Bauguß, Röhrenguß, feuer- und säurebeständigen Guß, Kokillenhartguß und Temperguß.

Der Formmaschinenbetrieb und das Schmelzverfahren zur Herstellung dünnwandigen Gusses. Von Meyer. (Gießerei-Z. 15. Aug. 05 S. 541/45) Allgemeine Erörterungen über die Vorteile der Maschinenformerei. Einteilung und Handhabung der Formmaschinen. Chemische Zusammensetzung von leichtflüssigem Gußeisen.

Kernformmaschinen. (Stahl u. Eisen 15. Aug. 05 S. 955/61*) Kernformmaschinen von J. W. & C. J. Phillip, von Wadsworth & Sherwin, von Thomas & Clare und der London Emery Works Co.

Hebezeuge.

Neuere Hebe- und Versetzvorrichtungen bei Bauausführungen. Von Mönnich. (Zentralbl. Bauv. 16. Aug. 05 S. 415/16* u. 19. Aug. S. 419/21*) Vorteile der verschiebbaren Ausleger- und Gerüstkrane bei hohen Bauten. Darstellung der Einrichtungen beim Bau des Kriminalgerichtes in Moabit.

Heizung und Lüftung.

Die Lüftungsanlagen beim Bau der großen Alpentunnels. Von Brabbée. Forts. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 18. Aug. 05 S. 470/78*) Darstellung der Ergebnisse. Schluß folgt.

Eine neue Art Vakuum-Abdampfheizung mit Zurücksaugung des Kondenswassers. Von Donelly. (Gesundhtsing. 10. Aug. 05 S. 368/71*) An jedem Heizkörper oder Rohrstrang wird die Kondensationswasserleitung durch ein Schwimmer- oder Rückschlagventil angeschlossen, das jedoch nicht ganz absperrt.

Erfahrungen bei neuen Anwendungen der Abdampfheizung mit Absaugung des Kondenswassers. Von Donelly. (Gesundhtsing. 10. Aug. 05 S. 371/74*) Bericht über verschiedene Fernheizanlagen in den Vereinigten Staaten.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Notes on cranes. — Gantries. Von Williams. (Am. Mach. 19. Aug. 05 S. 142/49*) Darstellung, Abmessungen und Geschwindigkeiten von Werftkranen mit Kragarmen und Verladebrücken sowie von Verladekranen für Koks und Erze bei Hochofenanlagen und bei Häfen. Bauarten der Brown Hoisting Co. und von Hulett. Bemerkenswerte Leistungen von Entladekranen.

Luftkraftmaschinen.

Warners wind mill and pumps. (Engng. 18. Aug. 05 S. 210/11*) Der auf einem rd. 6 m hohen Turm aus Eisenkonstruktion aufgestellte Windmotor hat 3650 mm Flügelraddurchmesser und treibt eine stehende Pumpe von 840 mm Zyl.-Dmr. und 1220 mm Kolbenhub mit einer Geschwindigkeit bis zu 22 Uml./min.

Maschinenteile.

Leaded joints for lap-welded steel and wrought iron pipe. Von Prince. (Eng. News 10. Aug. 05 S. 145*) Verbindung für Rohre von 600 mm l. W.

Materialkunde.

A large hydraulic testing machine for uniform loads. Von Cummings. (Eng. News 10. Aug. 05 S. 137/38*) Die Maschine, deren Konstruktion ausführlich dargestellt ist, dient zum Prüfen von großen Balken aus eisenverstärktem Beton und kann bis 750 kg Belastung auf 1 m Länge ausüben.

Ueber Schmelzpunkte von Metallen. Schluß. (Dingler 19. Aug. 05 S. 525/28*) Das Erstarren von Lösungen.

The effect of clay and loam on the strength of Portland cement mortars. Von Hoad. (Eng. News 10. Aug. 05 S. 140*) Die Versuche haben ergeben, daß geringe Verunreinigungen des Sandes durch Ton die Festigkeit des Zementmörtels nur wenig beeinträchtigen.

Mechanik.

Das statisch bestimmte mehrteilige Netzwerk Mehrtensscher Bauart. Von Bender. (Zentralbl. Bauv. 23. Aug. 05 S. 426/28*) Untersuchung der Spannungen bei verschiedener Belastung.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. Forts. (Dingler 19. Aug. 05 S. 517/19*) Rückwirkungen auf das Kurbellager. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Ueber das Junkerssche Kalorimeter. Von Immenkötter. (Journ. Gasb.-Wasserv. 19. Aug. 05 S. 736/43*) Umfangreiche Versuchsarbeit, die sich insbesondre auf gasförmige und flüssige Brennstoffe erstreckt. Eigenschaften und Fehlerquellen des Kalorimeters. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicholson. (Engineer 18. Aug. 05 S. 153/55*) Drehbänke für Verwendung von Schnell- und gewöhnlichen Drehstählen.

Universal milling-machine. (Engng. 18. Aug. 05 S. 210*) Darstellung der konstruktiven Neuerungen an einer von der Brown & Sharpe Manufacturing Co. in Providence gebauten Fräsmaschine.

Autogene Schweißung. (Stahl u. Eisen 1. Aug. 05 S. 880/86*) Verfahren und Anlagen für Knallgasschweißung.

Schiffs- und Seewesen.

The turbine-driven Channel steamer »Dieppe«. (Engng. 18. Aug. 05 S. 203/06*) Der Dampfer ist 83,5 m lang, 12,8 m breit und hat 1360 t Wasserverdrängung bei 2,82 m mittlerem Tiefgang. Die Turbinen, die auf drei Schrauben arbeiten, entwickeln bei 610 Uml./min 6500 PS und erteilen dem Schiffe rd. 21,5 Knoten Geschwindigkeit.

Textilindustrie.

Appareil pour le mercerisage des fibres végétales. Von Bourcart. (Ind. textile 15. Aug. 05 S. 294*) Die beschriebene Mercerisier-Vorrichtung besteht in der Hauptsache aus drei Trommeln, von denen die erste zum Mercerisieren, die zweite zum Waschen und die dritte zum Behandeln mit Säure dient.

L'industrie de la schappe. Von Marre. (Ind. textile 15. Aug. 05 S. 307/12*) Das Verspinnen der Seidenabfälle. Beschreibung der betreffenden Arbeitsmaschinen.

The principles of wool spinning. Von Priestman. Forts. (Text. Manuf. 15. Aug. 05 S. 257/58) Tafeln über Verzug und über die Anzahl der zusammengeführten Bänder.

The mechanics of flax spinning. Von Bellin. Forts. (Text. Manuf. 15. Aug. 05 S. 262/63*) Konstruktion und Arbeitsweise der Wergkarden.

New automatic loom. (Text. Manuf. 15. Aug. 05 S. 266/68*) Beschreibung eines von A. Briot, Paris, konstruierten Webstuhles.

New flax retting process. (Text. Manuf. 15. Aug. 05 S. 278/79*) Die in Belgien patentierte Vorrichtung besteht aus drei Kammern, in die der zu röstende Flachs der Reihe nach gebracht wird.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Large gas-engines. Von Mathot. (Engng. 18. Aug. 05 S. 230/32*) Fachbericht über die Entwicklung der Konstruktion von Großgasmaschinen auf dem europäischen Festlande. Forts. folgt.

Wasserversorgung.

Wasserzuleitungen für größeren Bedarf. Von Eisner. (Journ. Gasb.-Wasserv. 19. Aug. 05 S. 744/46*) Vorteile eines Doppelventiles, das einen großen und einen kleinen Wassermesser steuert.

Pumping engine. — Rosario waterworks. (Engineer 18. Aug. 05 S. 156/57*) Die Anlage zur Förderung von 750 cbm/st auf 52 m und von 825 cbm/st auf 16,8 m umfaßt zwei Babcock & Wilcox-Kessel von je 188 qm Heizfläche mit Ueberhitzer und eine stehende Corliss-Dreifachexpansionsmaschine von 880, 635 und 1015 mm Zyl.-Dmr. und 915 mm Kolbenhub, gekuppelt mit einer dreizylindrigen einfach wirkenden Hochdruckpumpe von 406 mm Zyl.-Dmr. und einer ebensolchen Niederdruckpumpe von 425 mm Zyl.-Dmr.

Werkstätten und Fabriken.

North-Eastern Locomotive Works, Darlington. (Engineer 18. Aug. 05 S. 160/62*) Die dargestellten Werkstätten beschäftigen 1800 Arbeiter und können jährlich 500 bis 600 Lokomotiven ausbessern und etwa 30 neu erbauen.

An English gear-cutting works. Von Chubb. (Am. Mach. 19. Aug. 05 S. 135/40*) Bilder aus den Werkstätten von David Brown & Sons in Huddersfield, die ausschließlich für die Bearbeitung von Zahnrädern bestimmt sind. Lageplan und Baulichkeiten.

Rundschau.

Besondre Sorgfalt beanspruchen bei den großen Walzenstraßen die **Kammwalzengerüste**. An die Stelle der Stahlgußwalzen mit Winkelzähnen sind neuerdings Walzen mit gefrästen Zähnen getreten, die in geschlossenen Gerüsten in einem Oelbad laufen. Die Figur zeigt ein von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman gebautes Triogerüst für Kammwalzen von 830 mm Dmr, das mit ausgiebiger Oelschmierung der Kammwalzen versehen ist; allerdings sind die Walzen, der großen Abmessungen wegen, noch mit gegossenen Zähnen ausgeführt. In dem allerseits geschlossenen, in einem Stück gegossenen Unterteil des Gehäuses sammelt sich das Oel, auch dasjenige von den Lagern, am Boden an und wird durch eine kleine seitlich angebrachte Pumpe dem Sammelbehälter im Deckel wieder zugeführt. Dabei kann man in den Kreislauf ein Filter einschalten, man kann sich aber auch damit begnügen, nur das für die Lager wieder verwandte Oel zu reinigen; letzteres zu tun, ist jedenfalls zweckmäßig. Namentlich bei den gefrästen Kammwalzen ist es vorteilhaft, außer den Lagern auch der oberen Kammwalze Oel zuzuführen, so daß sie nicht nur auf die von den unteren Walzen gehobene Schmierflüssigkeit angewiesen ist. Die Oelpumpe wird im vorliegenden Fall durch ein Exzenter angetrieben, das auf einen der beiden freien Kammwalzenzapfen aufgesetzt ist.

Kammwalzengerüst der Duisburger Maschinenbau-A.-G.

Am 29. August d. J. ist auf der Werft der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan in Bredow bei Stettin in Gegenwart des Kaisers der für die Hamburg-Amerika-Linie gebaute Riesendampfer **»Kaiserin Auguste Victoria«** vom Stapel gelaufen. Mit diesem neuen Erzeugnis der deutschen Schiffbaukunst und dem auf der Werft von Harland & Wolf in Belfast gleichfalls für die Hamburg-Amerika-Linie gebauten Dampfer »Amerika« ist eine für Deutschland neue Schiffsklasse geschaffen, wie sie ähnlich schon bei der englischen Cunard-Linie in den Schiffen »Oceanic«, »Cedric« usw. vertreten war. An Stelle der hohen Geschwindigkeit der großen Schnelldampfer sollen die neuen Schiffe nur durchschnittlich 17 Knoten fahren. Die innere Ausstattung der Schiffe ist noch großartiger als auf den deutschen Schnelldampfern, und auch für die Bequemlichkeit der Fahrgäste ist durch den Einbau von Personenfahrstühlen zwischen den einzelnen Decks noch weitgehender gesorgt.

»Kaiserin Auguste Victoria« ist 206 m lang, 23,47 m breit über Hauptspant, hat 16,38 m Raumtiefe und 42500 t Wasserverdrängung; der Brutto-Rauminhalt beträgt 25000 Reg.-Tons, die Maschinenleistung 17200 PSi, die Zahl der an Bord zu nehmenden Fahrgäste und der Besatzung rd. 4000.

Eine große **Strafsenbrücke aus Eisenbeton** nach der **Bauart Hennebique** ist, wie »Scientific American Supplement« vom 12. August 1905 mitteilt, in der Nähe von Reval in Rußland erbaut worden. Die Brücke hat 13 Oeffnungen von je 23 m Spannweite und wird von 12 gemauerten Granitpfeilern und einem Pfeiler aus Beton getragen. Eine 3 m breite Fahrbahn und zwei Fußgängerwege von je 0,85 m Breite ruhen auf drei Bogenträgern aus Eisenbeton von 2,3 m Pfeilhöhe, 0,305 m Höhe und 0,254 m Breite in Scheitel. Letzteres Maß vergrößert sich bei den Mittelträgern jeder Oeffnung nach dem Widerlager hin auf 0,457 m. Bemerkenswert ist, daß neben der üblichen Probebelastung durch ruhende Last, bei der sich die größte Durchbiegung zu $\frac{1}{7000}$ der Spannweite ergeben hat, vor Inbetriebnahme der Brücke noch eine Prüfung auf Widerstandsfähigkeit gegen Stöße angestellt worden ist. Man ließ einmal ein Faß von 150 kg Gewicht und ein anderes Mal zwei Fässer von dem gleichen Gesamtgewicht aus der Höhe von 2,5 m in der Mitte der Brückenöffnung niederfallen. Die größte hierbei beobachtete Durchbiegung soll weniger als 1 mm betragen haben.

In der Einfahrt zu dem neuen Trockendock der Staatswerft in Portsmouth ist im Juli d. J. ein sperrender **Felsblock fortgesprengt** worden, der etwa 130 m weit in das Meer vorsprang und an der Landbasis 100 m breit war. Nachdem durch einen auf der Kante des Felsens aufgebauten Damm von 5 m Breite der größte Teil freigelegt und bis auf 12 m unter Niedrigwasser mit gewöhnlichen Mitteln losgebrochen war, ist der etwa 25500 cbm umfassende Rest unter und außerhalb des Dammes mit diesem durch eine Sprengung beseitigt worden. Zu diesem Zwecke wurde mit Preßluft-Bohrmaschinen eine große Zahl schwach geneigter Sprenglöcher in den Fels getrieben, die bis 27 m lang gemacht wurden, für Gesteinbohrmaschinen eine sehr ansehnliche Leistung, da man selten über 10 m tief geht. Der Durchmesser der Bohrlöcher verjüngte sich von 102 mm in 4 Stufen auf 63 mm. Die Sprengladung betrug 38 t Dynamit. Vor der Sprengung hatte man den Damm durchbrochen, so daß der Fels überflutet worden war. Die Vorarbeiten für die Sprengung haben fast 3 Jahre in Anspruch genommen und insgesamt rd. 3 Mill. ℳ gekostet. (Eng. News 3. Aug. 1905)

Nach dem Bericht des Inspektorates der **Starkstromanlagen des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereines** haben sich **während des Jahres 1904** insgesamt **36 Unfälle an Personen** ereignet, wovon 63 vH auf Selbstverschulden, 16,6 vH auf mangelhafte Einrichtungen und Schutzvorrichtungen, 10,2 vH auf ungenügende Anleitung oder Auftragerteilung,

6 vH auf Mutwillen oder Nachlässigkeit von dritten Personen und 9,2 vH auf unbestimmte Ursachen zurückzuführen sind. In 27 Fällen wurden Wiederbelebungsversuche angestellt, die sich bei niedriger Spannung in 3 Fällen, bei Mittelspannung in einem von 7 Fällen und bei Hochspannung in 4 von 17 Fällen erfolgreich erwiesen haben. (Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 19. August 1905)

Der **belgische Turbinen-Postdampfer »Princesse Elisabeth«**, der für den Dienst Ostende-Dover bestimmt ist, hat am 9. August d. J. nachmittags seine Probefahrten abgelegt.

Abmessungen des Schiffes:

Länge zwischen den Perpendikeln	344′	engl.	= 104,851 m
Gesamtlänge einschließlich Scheuerleisten	357′	»	= 108,813 »
Breite über Spantenaußenkante	40′	»	= 12,192 »
» einschließlich Scheuerleisten	42′	»	= 12,803 »
Tiefe an der Seite, Promenadendeck	23′ 3″	»	= 7,087 »
» » » » zweites Deck	15′	»	= 4,572 »
Tiefgang	9′ 7″	»	= 2,921 »

Das Schiff wird durch Parsons-Turbinen angetrieben, und zwar durch eine Hochdruckturbine auf der Mittelwelle und zwei Niederdruckturbinen auf den Seitenwellen. Jede Turbinenwelle trägt eine Schraube. Die gewährleistete Geschwindigkeit beträgt für Vorwärtsgang 22⅔ Knoten
» Rückwärtsgang 13 »
bei einem Dampfdruck in den Kesseln von 150 lbs. pro □″ engl. = 10,545 kg/qcm.

Nach dem Vertrag mußten die offiziellen Probefahrten in der Mündung des Clyde bei Greenock vorgenommen werden, wo die früheren belgischen Postschiffe ihre Probefahrten gemacht hatten[1]), damit richtige Vergleiche der verschiedenen Schiffe angestellt werden könnten. Die Entfernung zwischen Cloch und Cumbrae, wo die Probefahrten stattfanden, beträgt 13,666 Knoten. Die von der offiziellen Kommission festgestellte Geschwindigkeit war im Mittel:

bei Vorwärtsfahrt 23,964 Knoten
» Rückwärtsfahrt 16,183 » .

Nach der Erklärung der Kommission war außerdem noch in Betracht zu ziehen, daß bei den Probefahrten vorwärts das Schiff mehrere Male von der geraden Fahrt abweichen mußte, um anderen Schiffen auszuweichen, so daß die wirklich erzielte Geschwindigkeit gewiß 24 Knoten überstieg. Die »Princesse Elisabeth« ist demnach jetzt der rascheste Passagierdampfer.

[1]) s. Z. 1893 Nr. 42 und 1894 Nr. 11 und 12.

In dem neuen Statut der Technischen Hochschule Berlin, das bereits die verschärften Bestimmungen über die Zulassung von Ausländern an deutschen Hochschulen[1]) enthält, werden noch folgende genauere **Vorschriften über die praktische Ausbildung der Studierenden vor Ablegung der Diplomprüfung** gemacht:

1) Studierende, welche die Hauptprüfung in der Abteilung für Maschinen-Ingenieurwesen ablegen wollen, haben eine einjährige praktische Tätigkeit in einer für ihre Fachrichtung geeigneten Fabrik oder industriellen Unternehmung nachzuweisen, von welcher die Hälfte in den großen Ferien — zu je 2 Monaten — ausgeübt werden kann. Der Nachweis muß erkennen lassen, daß die Beschäftigung ohne Ausnahme von der Arbeitsordnung und in allen für die Fachrichtung nötigen Arbeitszweigen stattfand. Für den Staatsdienst soll diese Beschäftigung die Kenntnis der verschiedenen Materialien und ihrer Bearbeitung vermitteln und in der Modellschreinerei, Formerei, Schmiede, Dreherei und Schlosserei stattfinden

2) Studierende, welche die Hauptprüfung in der Abteilung für Schiff- und Schiffsmaschinenbau ablegen wollen, haben eine einjährige, nach § 4 Abs. 3c der Diplomprüfungs Ordnung vor dem Studium abzuleistende praktische Tätigkeit auf einer Schiffswerft nachzuweisen. Ausnahmsweise kann die Hälfte davon in den großen Ferien zu je zwei Monaten ausgeübt werden. Der Nachweis muß erkennen lassen, daß die Beschäftigung ohne Ausnahme von der Arbeitsordnung und in allen für die Fachrichtung nötigen Arbeitszweigen stattfand.

Rektor und Senat der Technischen Hochschule zu Hannover haben den Professor **Dr. Aurel Stodola** in Zürich »in Anerkennung seiner großen Verdienste um die Förderung der technischen Wissenschaften im allgemeinen und der grundlegenden Forschungen auf dem Gebiete der Dampfturbinen im besonderen« zum **Doktor-Ingenieur ehrenhalber** ernannt.

Berichtigungen.

Z. 1905 S. 1403 Fig. 1 lies: »Flußfahrzeuge in R. T.« statt: »in 10 R. T.«; ebenda lies: »Handelsflotte in N. R. T.« statt: »in 10 N. R. T.«

In der Fußnote zu dieser Figur muß es heißen: »Die Kurve« statt »Die Kurven« und demgemäß »ist« statt »sind«.

[1]) Z. 1905 S. 1409.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 160877. Umsteuerung für Turbinen. L Gelbrecht, Bremen. Die Drehrichtung der Welle $w w_1$ wird dadurch umgekehrt, daß man von zwei für entgegengesetzte Richtung geschaufelten, auf w_1 drehbaren Radsätzen, dem Doppelrade r und den Rädern r_1, r_2, entweder r als Leitrad an dem Gehäuse g festbremst und r_1, r_2 als Laufräder mit w koppelt, oder umgekehrt, zu welchem Zweck in r, r_1, r_2 federbelastete Kupplungsbacken k an fest mit $w w_1$ verbundene Kupplungsscheiben s, s_1, s_2 angedrückt, bei Feststellung des betreffenden Rades durch die Bremsschuhe b, b_1, b_2 aber selbsttätig gelöst werden. Die durch Parallelkurbeln p geführten Kupplungsbacken k werden von den Federn f durch Hebel h eingerückt, worauf sie durch die Reibung zur Sicherung des Eingriffs unter Druckrollen d gezogen werden. Die keilförmigen Außenflächen der Hebel h ragen dabei über den Umfang des betreffenden Turbinenrades hinaus, bis sie beim Umsteuern zum Ausrücken der Kupplung durch die Bremsschuhe zurückgedrückt werden. Die Bremsschuhe b, b_1, b_2 werden durch Spindeln t mit entgegengesetzten Gewinden so bewegt, daß r festgebremst ist und r_1, r_2 laufen, oder umgekehrt. Alle Spindeln t sind durch Parallelkurbeln, Zahnräder oder dergl. so miteinander verbunden, daß sie durch einen einzigen Handgriff in demselben Drehsinn und um gleiche Winkel gedreht werden können.

Kl. 46. Nr. 161321. Gekühltes Ventil für Verpuffmaschinen. R. Pawlikowski, Görlitz. Um die Bauhöhe klein zu halten, ist der Behälter a, der das durch ein feststehendes Rohr r in den unten liegenden Ventilteller v geleitete Kühlwasser auffängt, innerhalb der Ventilfeder s angeordnet und empfängt das Abwasser aus Oeffnungen e, die im Ventilschaft b zwischen der Schaftführung c und dem Federteller d liegen. Die aus einem Flanschrohr h bestehende Wand des Behälters a wird durch die Ventilfeder z abdichtend nach unten gedrückt, und ebenso wird die das Wasser von den Gleitflächen c abhaltende Schutzhülse f durch eine auf den Deckel d wirkende Zusatzfeder i auf dem Schafte b abgedichtet, so daß man nach alleiniger Lösung der Mutter m die Teile r, d, s, i, k, h, f abnehmen kann.

Kl. 47. Nr. 161048. Schraubensicherung. J. E. Tonkin, Camperdown, W. Ames, North Sydney, und W. E. H. Nicolle, Beecroft (Austral.). Die gewöhnliche Schienenlasche a oder eine besondre Lasche b und der Legeschlüssel c sind durch Kröpfungen f aneinander geführt, und c wie f sind bei i, j ausgebeult, um das Gleiten von c nach oben zu verhindern.

Angelegenheiten des Vereines.

Die 46ste Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure am 19., 20. und 21. Juni 1905 in Magdeburg.

Erste Sitzung.

Montag, den 19. Juni 1905, vorm. 9 Uhr.

1) Eröffnung durch den Vorsitzenden.

Der Vorsitzende eröffnet die Hauptversammlung und begrüßt die Anwesenden, insbesondre die Ehrengäste, als welche er nennt: Seine Exzellenz den Hrn. Staatsminister Dr. von Boetticher, Oberpräsident der Provinz Sachsen, Hrn. Regierungspräsidenten Dr. Balz, Hrn. Schneider, Oberbürgermeister der Stadt Magdeburg, Hrn. Kommerzienrat Baensch, Stadtverordnetenvorsteher der Stadt Magdeburg, Hrn. Wirklichen Geheimen Oberfinanzrat Gierth, Hrn. Landesgerichtspräsidenten Wolff, Hrn. Eisenbahndirektionspräsidenten Graaf, Hrn. Oberpräsidialrat Dalen, Hrn. Kommerzienrat Zuckschwerdt, Vorsitzender der Handelskammer; ferner als Vertreter befreundeter Vereine Hrn. Prof. Dr. Precht (Verein deutscher Chemiker), Hrn. Postbaurat Winkler (Verband deutscher Architekten- und Ingenieurvereine) usw.

Es folgen die Begrüßungsansprachen des Hrn. Staatsministers Dr. von Boetticher, des Hrn. Oberbürgermeisters Schneider, des Hrn. Kommerzienrats Baensch, des Hrn. Kommerzienrats Zuckschwerdt, des Hrn. Professors Dr. Precht und des Hrn. Postbaurats Winkler, die alle mit lebhaftem Beifall in Empfang genommen werden, und für die der Vorsitzende namens des Vereines dankt.

2) Verleihung der Grashof-Denkmünze.

Hr. Peters: »M. H., wenn ich im Auftrage des Vorstandes und des Vorstandsrates Ihnen den Namen des Mannes nenne, dem in diesem Jahre die Grashof-Denkmünze des Vereines deutscher Ingenieure verliehen werden soll, so weiß ich, daß einstimmige freudige Zustimmung dieser Namensnennung entgegengebracht werden wird. Es ist Max Eyth, den auszuzeichnen vorgeschlagen wird. (Lebhafter Beifall.)

Gestatten Sie mir einen kurzen Rückblick auf das Leben dieses Mannes zur näheren Begründung des Vorschlages, die, wenn es sich lediglich um das Ja oder Nein handelte — das weiß ich — bei Ihnen nicht mehr nötig wäre.

Max Eyth, ein Sohn des Schwabenlandes, ist, nachdem er seine praktische und wissenschaftliche Ausbildung als Ingenieur in unserm Vaterlande genossen hatte, hinausgezogen in die weite Welt, wo man damals von deutschen Ingenieuren und von deutscher Technik noch recht wenig wußte, und als unermüdlicher Pionier hat er Bahn gebrochen, hat er fortwährend Neues, Tüchtiges geschaffen. Die ganze Erde, die wir bewohnen, ist Zeuge seiner Tätigkeit gewesen. Heute in Nordamerika, morgen in Peru und in Indien, übermorgen in Aegypten, alle Augenblicke wo anders und doch wieder an jeder Stelle mächtige Spuren seiner Tätigkeit hinterlassend und kräftige Anregungen zu weiterer Entwicklung nach der Heimat zurückbringend. Als er dann nach einem reichen Wanderleben als Ingenieur und nach Abschluß seiner Tätigkeit in dem englischen Hause, dem er angehörte, nach Deutschland zurückkehrte, stellte er sich eine ganz neue, bisher von niemand in Deutschland in Angriff genommene Aufgabe. Er hatte während seiner langjährigen Tätigkeit in England kennen gelernt, was aus einer richtigen Verbindung der Landwirtschaft mit der Industrie, insbesondre mit der Maschinenindustrie, Großes und Nützliches geleistet werden kann. Er stellte sich die Aufgabe, nach dem Vorbilde der englischen Gesellschaft, der Royal Agricultural Society, eine Deutsche Landwirtschaftsgesellschaft zu begründen und mit dieser Landwirtschaftsgesellschaft Ausstellungen zu verbinden, auf denen die Fortschritte der für die Landwirtschaft tätigen Industrie zum Ausdruck kommen sollten. Mit einer fast an Hartnäckigkeit grenzenden Energie und Zähigkeit hat er dieser Aufgabe viele Jahre seines Lebens gewidmet, und was anfangs schier unmöglich erschien — er hat es fertig gebracht: Er hat die Deutsche Landwirtschaftsgesellschaft zu einer solchen Höhe und Bedeutung gebracht, daß, als er nun sein Werk betrachtete, und die Jahre ihn zwangen, sich Schonung aufzuerlegen, er die Fortsetzung seiner Arbeit in andre Hände legen konnte.

Aber Max Eyth ist nicht der Mann gewesen, um nach dem Rücktritt von den Geschäften sich einer untätigen Muße hinzugeben. Wir haben den letzten Jahren seines Lebens Erzeugnisse zu verdanken, die uns mit ganz besonders hoher Freude und großem Genuß erfüllen. Er ist schriftstellerisch unausgesetzt tätig gewesen, um aus seinen reichen Erlebnissen uns Bilder zu schaffen, die den höchsten Reiz des Künstlers mit dem Scharfblick und der Beobachtungsgabe des Ingenieurs verbinden, und, meine Herren, ich brauche Sie nur zu erinnern an den wundervollen Vortrag, den er uns im vorigen Jahre in Frankfurt gehalten hat, wo der 70jährige Mann zu uns über Poesie und Technik sprach und wir alle begeistert seinen Worten gelauscht haben.

Wenn Max Eyth heute nicht in unsrer Mitte weilt, was wir so herzlich gewünscht hätten, so ist auch wiederum seine unermüdliche Tätigkeit der Grund. Er hat heute in dem Bayerischen Verein für Hebung der Fluß- und Kanalschiffahrt auf dessen Generalversammlung einen wichtigen Bericht zu erstatten, und aus diesem Grunde kann er heute nicht hier sein.

Der Antrag des Vorstandes und Vorstandsrates geht dahin, ihm in diesem Jahre die Grashof-Denkmünze zu verleihen. Die über diesen Vorschlag befragten Inhaber der Denkmünze haben einstimmig diesem Vorschlage zugestimmt, der nun auch hoffentlich bei Ihnen eine begeisterte Aufnahme finden wird.« (Lebhafter Beifall.)

Der Antrag wird einstimmig angenommen.

3) Geschäftsbericht des Direktors

An Hand des gedruckt vorliegenden Geschäftsberichtes — s. Z. 1905 S. 671) — gibt der Vereinsdirektor ein Bild der Vereinstätigkeit im verflossenen Jahre, indem er seinem Bericht die auch schon dem Vorstandsrat mitgeteilten Ergänzungen — s. Z. 1905 S. 1371 — hinzufügt.

Das Wort wird zu diesem Gegenstand der Tagesordnung nicht genommen.

Es folgen

4) Vortrag des Hrn. Professors Dr. Nernst:

Physikalisch-chemische Betrachtungen über den Arbeitsprozeß der Explosionsmotoren,

welcher mit lebhaftem Beifall aufgenommen wird;

(Der Vortrag ist auf S. 1426 veröffentlicht.)

5) Vortrag des Hrn. Oberingenieurs Grueßner:

Die Goldgewinnung aus Alluvien und Erzen.

Unter dem Beifall der Versammlung dankt der Vorsitzende dem Redner für seinen Vortrag.

(Schluß 12½ Uhr.)

Zweite Sitzung.

Dienstag, den 20. Juni 1905, vorm. 9¼ Uhr.

Der Vorsitzende eröffnet die Versammlung und verliest folgendes Telegramm:

»Herzlichsten Dank für Mitteilung, die mich soeben bei Rückkehr von Schiffahrtsversammlung in Bayern erreicht. Dem Vorstande und der Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure aber danke ich tief bewegt

für die hohe Auszeichnung, die mir ganz unerwartet zuteil wurde, und hoffe, daß meine redlichen Bemühungen und meine bescheidenen Leistungen im Interesse unsres Berufes auch fernerhin soweit von Erfolg begleitet sein mögen, als sie mich der Zuneigung und Anerkennung meiner Berufsgenossen würdig machen. Eyth.« (Lebhafter Beifall)

Der Vorsitzende teilt mit, daß leider der Vertreter des Vereines deutscher Eisenhüttenleute laut soeben eingegangenem Telegramm verhindert sei, zu erscheinen.

Er begrüßt Hrn. Kommerzienrat Sachsenberg als Vertreter der Schiffbautechnischen Gesellschaft, der namens dieser Gesellschaft einige Worte freundschaftlicher Begrüßung an die Versammlung richtet.

6) Rechnung des Jahres 1904.

Gemäß dem Antrag des Vorstandsrates wird dem Vorstande und dem Vereinsdirektor Entlastung für die Rechnung des Jahres 1904 erteilt (s. Z. 1905 S. 674).

7) Wahl von drei Mitgliedern des Vorstandes für 1906 und 1907.

Die Aufnahme der Wahlverhandlung zu Nr. 7 und 8 der Tagesordnung wird Hrn. Hjarup übertragen, die Sammlung der Stimmzettel und die Feststellung der Wahlergebnisse den Herren Heller und Frölich. Es werden gewählt:

zum Vorsitzenden
Hr. Geh. Regierungsrat Prof. Dr. Slaby-Charlottenburg mit 110 von 112 abgegebenen Stimmen;

zu Beigeordneten im Vorstand
Hr. Hartmann, erster Dampfkesselrevisor in Hamburg, mit 134 von 135 abgegebenen Stimmen;
Hr. Ugé, Direktor des Eisenwerkes Kaiserslautern in Kaiserslautern, mit 147 von 148 abgegebenen Stimmen.

Die anwesenden Herren Slaby und Hartmann erklären sich mit Worten des Dankes bereit, die Wahl anzunehmen; auch Hr. Ugé hat sich, wie der Vorsitzende mitteilt, dazu bereit erklärt.

8) Wahl zweier Rechnungsprüfer und ihrer Stellvertreter für die Rechnung des Jahres 1905.

Zu Rechnungsprüfern werden gewählt die Herren Rein-Bielefeld und Reuß-Halle a/S., zu Stellvertretern die Herren Blümcke-Mannheim und Haßler-Augsburg.

9) Hilfskasse für deutsche Ingenieure.

Im Anschluß an den in der Z. 1905 S. 835 veröffentlichten Bericht teilt der Vorsitzende mit, daß der Vorstandsrat die bisherigen Mitglieder des Kuratoriums, die Herren E. Becker sen., C. Fehlert und Max Krause, alle drei in Berlin, mit bestem Dank für ihre bisherige Mühewaltung wiedergewählt habe.

10) Pensionskasse der Beamten des Vereines.

Der Bericht liegt gedruckt vor, s. Z. 1905 S. 835.

Das Wort wird hierzu nicht genommen; ein Beschluß wird nicht gefaßt.

11) Berichte des Vorstandes über im Gang befindliche Vereinsarbeiten:

a) Technolexikon.

Hr. v. Borries: »M. H., ich darf Ihnen berichten, daß die Arbeiten an dem Technolexikon in erfreulichem Fortschreiten begriffen sind, in solchem Fortschreiten, daß wir hoffen dürfen, im nächsten Jahre die Handschrift druckfertig zu stellen, so daß also Ende nächsten Jahres mit dem Druck begonnen werden kann. Es hat zu dem Zweck mit etwas mehr Hochdruck gearbeitet werden müssen, und Sie finden das ausgedrückt in einer stattlichen Ueberschreitung in den Aufwendungen des Jahres 1904, die aber keine Ueberschreitung bedeuten in dem Sinne von Mehrkosten, sondern nur insofern, als die Kosten eben etwas vorzeitig aufgewandt worden sind, die doch hätten aufgewandt werden müssen.

Eine besondre Arbeit, die für das Technolexikon noch erforderlich wurde, war die Entscheidung darüber, wie die Fremdwörter geschrieben werden sollen, über deren Schreibweise Zweifel besteht. Das sind namentlich diejenigen, die mit einem c oder einem k bezw. z geschrieben werden können, beispielsweise Calcium oder Kalzium und dergleichen. Diese Fremdwörter sind von Hrn. Dr. Jansen zusammengestellt worden, eine sehr sorgsame und mühevolle Arbeit, die das Technolexikon noch besonders wieder belastet. Es ist auch ein Ausschuß gebildet worden, um diese Frage zur Entscheidung zu bringen. Das ist natürlich sehr wichtig, denn ehe darüber nicht entschieden ist, wie jedes Fremdwort geschrieben werden muß, kann es nicht in die Handschrift des Werkes eingeordnet werden. Aber die Entscheidung darüber steht in Aussicht. Das Verzeichnis ist jetzt vollständig, und ein Ausschuß dafür eingesetzt. Wir dürfen also hoffen, daß wir das Ziel, das wir uns gesetzt haben, im nächsten Jahre, in unserm Jubiläumsjahre, die Urschrift fertig zu sehen, erreichen.«

Das Wort wird hierzu nicht verlangt.

b) Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungskraftmaschinen.

Da zu diesem Gegenstande noch nicht genug Aeußerungen der Bezirksvereine vorliegen, so wird er entsprechend dem Antrage des Vorstandsrates von der Tagesordnung abgesetzt.

c) Mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und andern Ingenieurarbeiten.

Wie zuvor.

d) Geschichte der Dampfmaschine.

Hrn. Ingenieur Matschoß, dem Verfasser dieser Arbeit, ist in dankenswerter Weise von seiner vorgesetzten Behörde Urlaub für ein weiteres Jahr bewilligt worden, damit er sich ganz dieser Arbeit widmen könne. Auf Antrag des Vorstandsrates erklärt sich die Hauptversammlung damit einverstanden, daß für dieses Jahr des Urlaubes Hr. Matschoß in derselben Weise wie bisher vom Verein besoldet werde. Ueber den Fortgang seiner Arbeit hat Hr. Matschoß berichtet, daß er hoffen könne, das Werk bis zur nächstjährigen Hauptversammlung fertig zu stellen.

e) Hochschul- und Unterrichtsfragen.

Hr. v. Borries berichtet über die bisherigen und die weiter in Aussicht genommenen Maßnahmen des Vereines; s. Z. 1905 S. 1372.

f) Maßstäbe der Indikatorfedern.

Hr. v. Bach teilt als Vorsitzender des Ausschusses mit, daß eine Anzahl von Versuchen notwendig geworden ist, die noch nicht zum Abschluß gelangt sind, und nach deren Abschluß der Ausschuß von neuem in Beratung treten wird.

g) Forschungsarbeiten des Vereines.

Der Vorsitzende weist darauf hin, daß über die Forschungsarbeiten, die mit Geldmitteln des Vereines geleistet werden, in den Berichten des technischen Ausschusses und im Geschäftsbericht des Vereinsdirektors fortlaufend Auskunft gegeben worden sei, und daß es nicht möglich sein würde, über sämtliche Arbeiten hier in dieser Versammlung zu berichten; jedoch werde auf Wunsch des Vorstandsrates Hr. Dr.-Ing. Berner dieser Hauptversammlung über die bisher in der dampftechnischen Versuchsanstalt des Bayrischen Revisionsvereines ausgeführten Versuche mit überhitztem Dampf berichten.

(s. den Vortrag des Hrn. Berner im Anhang zu diesem Bericht.)

12) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 50000 ℳ zu Umbauten und Neueinrichtungen im Vereinshause Charlottenstr. 43

und

17) Bau eines neuen Vereinshauses.

Hr. Taaks: »M. H., Sie werden sich erinnern, daß vor der vorjährigen Hauptversammlung der Vorstand an die Be-

zirksvereine Anfragen gerichtet hatte, ob man es für zweckmäßig befände, jetzt dem Bau eines neuen Vereinshauses näher zu treten. Es war für diesen Schritt des Vorstandes maßgebend, daß einerseits die beiden Hauptstockwerke unsres jetzigen Vereinshauses und anderseits auch Stockwerke in den zwecks eines etwaigen Neubaues angekauften Grundstücken an der Dorotheenstraße von den bisherigen Mietern gekündigt waren oder doch deren Kündigung als bevorstehend anzusehen war. Auch ließ sich die Erweiterung unsrer bisherigen Geschäftsräume nicht länger verschieben. Der Vorstand mußte sich also die Frage vorlegen, welche Räume wieder zu vermieten seien und auf wie lange? Um darüber ins klare zu kommen, legte der Vorstand den Bezirksvereinen die Frage vor, ob der durch den Ankauf der Grundstücke an der Sommer- und Dorotheenstraße in Aussicht genommene Bau eines neuen Vereinshauses jetzt schon zur Ausführung gelangen solle oder nicht. Ich stelle das hier deshalb ausdrücklich und ausführlich fest, weil von einigen Bezirksvereinen die irrtümliche Auffassung vertreten worden ist, als hätte ein förmlicher Antrag des Vorstandes auf Erbauung eines neuen Vereinshauses vorgelegen. Das ist nicht der Fall; sondern es war nur eine Anfrage zu dem Zwecke, um über die Absichten des Vereines Klarheit zu gewinnen.

Nun, m. H., diese Anfrage führte dazu, daß man einen Ausschuß einsetzte, und dieser Ausschuß hat auch seinerseits eine Reihe von Fragen aufgestellt, die von den Bezirksvereinen beantwortet sind. Das Ergebnis dieser ganzen Vorgänge ist die Erkenntnis gewesen, daß die Angelegenheit noch nicht reif sei, und daß es deswegen zweckmäßiger sei, von dem Hausbau vorläufig Abstand zu nehmen. Infolgedessen sind denn nun die Räume an der Ecke der Sommer- und Dorotheenstraße, die bisher der Automobilklub inne hatte, wieder vermietet worden.

An den Vorstand tritt nun die Notwendigkeit heran, für die Zwecke des Vereines wenigstens noch das eine Geschoß des heutigen Vereinshauses in Anspruch zu nehmen. Die Räume, die heute der Geschäftsführung und der Redaktion zur Verfügung stehen, sind nämlich infolge der Ausdehnung der Arbeiten und der daraus sich ergebenden Vermehrung der Beamtenschaft so beschränkt worden, daß damit schlechterdings nicht mehr auszukommen ist. Auch die Mitglieder des Vorstandsrates sind der Ueberzeugung, daß hier durchaus Wandel geschaffen werden müsse. Es hat sich daraus, wie gesagt, die Notwendigkeit ergeben, wenigstens ein Geschoß für die Zwecke des Vereines, für seine Geschäftsräume, zur Verfügung zu stellen. Der Vorstand hat es aber dann auch für vorteilhaft gehalten, und der Vorstandsrat hat sich dieser Ansicht in überwiegender Mehrheit angeschlossen, daß wir nunmehr dazu schreiten, das Vereinshaus ausschließlich in eigene Benutzung zu nehmen. Das obere Erdgeschoß soll künftig eine Handbibliothek und Zeitschriftensammlung enthalten, die der Redaktion dienen, die aber auch unsern Mitgliedern, die davon Gebrauch machen wollen, zur Verfügung gestellt werden sollen. Daneben bleiben dann in demselben Erdgeschoß noch einige Räume übrig, die unsern Mitgliedern für Konferenzen, Besprechungen und Zusammenkünfte irgend welcher Art zur Verfügung gestellt werden können. Wir haben das für zweckdienlich gehalten, weil dies gewissermaßen eine Probe darauf sein soll, wie weit ein solches Bedürfnis sich entwickeln wird, wenn für die Benutzung solcher Räume Gelegenheit geboten ist.

Der Vorstand und der Vorstandsrat schlagen vor, für die Umbauten, die erforderlich sind, um das jetzige Vereinshaus in der angegebenen Weise auszurüsten, die Summe von 50000 *M* zu bewilligen.«

Der Vorsitzende stellt zunächst durch Anfrage, auf welche kein Widerspruch erfolgt, fest, daß der Bau eines neuen Vereinshauses als auf mindestens 5 Jahre vertagt anzusehen sei.

Hr. Post erklärt sich namens des Mannheimer Bezirksvereines, der gegen den Bau eines neuen Vereinshauses ist, mit dem Antrage des Vorstandes einverstanden, während

Hr. Wernicke namens des Magdeburger Bezirksvereines den Wunsch ausspricht, daß es doch zum Bau eines neuen Vereinshauses kommen möchte.

Entsprechend dem Vorschlage des Vorstandsrates wird der Antrag des Vorstandes angenommen.

13) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 10000 *M*, um dem Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik die Bildnisse von Alfred Krupp und Werner Siemens zu stiften.

Der Antrag wird angenommen.

14) Antrag des Vorstandes auf Bewilligung von 1000 *M* zu einem Denkmal für L. Franzius.

Der Antrag wird angenommen.

15) Antrag des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines.

Der Antrag lautet:

»Die Hauptversammlung wolle beschließen, daß für die Abhaltung der Hauptversammlungen der aus der Kasse des Hauptvereines dem jeweiligen Festausschuß zu überweisende Zuschuß auf 15000 *M* festgesetzt wird. Demgemäß wird beantragt, Nr. 31 der Ausführungsbestimmungen des Vereinsstatutes wie folgt abzuändern: »Zu ersteren Ausgaben wird für jede Hauptversammlung aus der Kasse des Hauptvereines ein Betrag von 15000 *M* bereitgestellt, über welchen der Festausschuß unbedingt verfügen kann.«

Der Antrag wird mit allen übrigen gegen 7 Stimmen abgelehnt.

16) Antrag des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines.

Der Antrag lautet:

»Die Hauptversammlung wolle beschließen, daß der von dem Vorstande des Hauptvereines gemäß § 31 des Vereinsstatutes an die Bezirksvereine zu überweisende Betrag von 5 *M* auf 10 *M* für jedes Mitglied erhöht wird. Demgemäß wird beantragt, den letzten Absatz des § 31 des Vereinsstatutes wie folgt abzuändern: »Von dem jährlichen Beitrag von 20 *M* überweist der Vorstand dem Bezirksverein, welchem das Mitglied sich etwa angeschlossen hat, den Betrag von 10 *M*, während 10 *M* der Kasse des Gesamtvereines verbleiben; gehört das Mitglied mehreren Bezirksvereinen an, so gebührt der Betrag von 10 *M* demjenigen Bezirksverein, welchen das Mitglied selbst bezeichnet.«

Der Antrag ist von den beiden antragstellenden Bezirksvereinen zurückgezogen; dagegen hat der Vorstandsrat beschlossen, den folgenden Antrag zur Annahme zu empfehlen:

»Der Vorstandsrat empfiehlt, daß sich der Vorstand durch einen Ausschuß ergänze, welcher die Frage der Unterstützung der Bezirksvereine durch den Gesamtverein namentlich nach der Richtung hin prüfen soll, inwieweit die geistige Tätigkeit der Bezirksvereine durch den Gesamtverein gehoben werden kann.«

Dieser Antrag wird angenommen.

Hr. Döderlein empfiehlt, daß der Ausschuß, bevor er seine Arbeiten beginnt, sich an die Bezirksvereine wende, um deren Bedürfnisse kennen zu lernen.

Der Vorsitzende teilt zur Begründung der ablehnenden Haltung des Vorstandsrates gegen den Antrag des Mannheimer und des Breslauer Bezirksvereines mit, daß der Wunsch maßgebend gewesen sei, die Mittel, welche dem Verein infolge der Vereinigung einer so großen Zahl von Vereinsgenossen zufließen, nicht wieder zu verteilen, nicht also wie eine Dividende an die Bezirksvereine oder die einzelnen Mitglieder zurückfließen zu lassen, sondern nur zu gemeinsamen Aufgaben zu verwenden.

18) Ort der nächsten Hauptversammlung.

Hr. E. Becker überbringt die Einladung des Berliner Bezirksvereines, die nächstjährige Hauptversammlung und das Fest des 50jährigen Bestehens des V. d. I. in Berlin abzuhalten. Diese Einladung wird mit lebhaftem Beifall aufgenommen und von der Versammlung genehmigt.

Ebenso wird eine Mitteilung des Vorsitzenden, wonach der Mittelrheinische Bezirksverein und der Rheingau-Bezirksverein sowie die Stadt Koblenz für das Jahr 1907 eingeladen haben, freudig begrüßt.

19) Haushaltplan für 1906.

Der Haushaltplan wird der Vorlage gemäß einstimmig angenommen.

Für die Bearbeitung des 10jährigen Inhaltsverzeichnisses der Zeitschrift Jahrgang 1894 bis 1903 werden Hrn. Regierungsbaumeister D. Meyer 1000 ℳ und Hrn. Ingenieur Heller 500 ℳ als besondere Vergütung bewilligt; desgleichen 1500 ℳ Hrn. Ingenieur Frölich aus Veranlassung seiner erfolgreichen Vertretung der Vereines deutscher Ingenieure auf der Weltausstellung in St. Louis 1904[1]); und schließlich werden als Beitrag zu einer Büste, welche zum Andenken an Otto Intze der Technischen Hochschule in Aachen zum Geschenk gemacht werden soll, 500 ℳ bewilligt.

Namens der Versammlung dankt Hr. Pützer dem Vorsitzenden für die Leitung der Verhandlungen, dem Vorstande und den Vereinsbeamten für ihre Mühewaltung, in deren Namen der Vorsitzende den Dank ausspricht.

[1]) Ein dem Vorstandsrat erstatteter Bericht des Hrn. Frölich wird in der nächsten Nummer veröffentlicht werden.

Dritte Sitzung.

Mittwoch, den 21. Juni 1905, vorm. 9 Uhr.

Vorsitzender: Hr. Taaks.

Vortrag des Hrn. Dipl.-Ing. Heilmann über

Die Entwicklung der Lokomobilen von R. Wolf in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht.

Der Vorsitzende dankt dem Redner für den mit lebhaftem Beifall aufgenommenen Vortrag, der an andrer Stelle veröffentlicht werden wird.

Es folgt der Vortrag des Hrn. Dr. Eichberg über

Fortschritte auf dem Gebiete der elektrischen Zugförderung,

dem gleichfalls der Beifall der Versammlung und die Worte des Vorsitzenden danken.

Der Vorsitzende schließt die Versammlung mit herzlichem Dank an alle, die zum Gelingen der 46. Hauptversammlung mitgewirkt haben, und mit den Worten:

»Auf Wiedersehen im nächsten Jahre in Berlin.«

(Schluß 11 Uhr 20.)

Versuche mit überhitztem Dampf.

Bericht über die bisherigen Arbeiten in der dampftechnischen Versuchsanstalt des bayerischen Revisions-Vereins in München.

Von

Dr.-Ing. **Berner**,

erstattet auf der 46sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure am 20. Juni 1905 in Magdeburg.

M. H., ehe ich Ihnen über die bisherigen Ergebnisse der Versuche mit überhitztem Dampf berichte, an denen ich in Ihrem Auftrage teilgenommen habe, möchte ich Sie ganz kurz an den Weg erinnern, der zurückzulegen war, ehe man überhaupt an die Durchführung von Versuchen denken konnte.

Der harte Kampf, den die Dampfüberhitzung bis zu ihrer Einführung zu bestehen hatte, ist heute beendet. Die beiden wichtigsten Fragen: Betriebsicherheit und Kohlenersparnis, sind in ihrer allgemeinsten Form, und zwar zu ihren Gunsten, geklärt. Damit ist aber eben die weitere Aufgabe erwachsen, auch bis ins einzelne alle die Fragen zu lösen, die mit der Verwendung des überhitzten Dampfes neu geschaffen worden sind.

Bei der Lösung der Aufgabe in dieser weitergehenden Form, die mir vom Vereine deutscher Ingenieure übertragen worden ist, habe ich zunächst an Hand der Literatur und mit Hülfe aller sonst erreichbaren Versuche und Erfahrungen der Praxis festzustellen versucht: was ist der Stand unsrer derzeitigen Kenntnisse und in welcher Richtung sind noch weitere Versuche zur Klarstellung nötig? Diese in der Hauptsache literarische Arbeit, bei der ich allerdings auch schon jede Gelegenheit zur Durchführung von Versuchen wahrnahm[1]), ist seit etwa einem Jahre beendet. Ihr Ergebnis waren einerseits zusammenfassende Berichte über die tatsächlichen Kenntnisse auf dem ganzen Gebiete, anderseits Entwürfe für die weiteren Versuche. Die Studienberichte sind mit Ausnahme desjenigen über die Anwendung der Dampfüberhitzung bei der Kolbenmaschine bereits veröffentlicht[2]). Trotzdem möchte ich mir hier wenigstens einige allgemeine Bemerkungen gestatten. Es gibt ohne Zweifel Gebiete, auf denen Studienarbeiten unbestrittenen Wert besitzen. Dazu gehört vor allem, daß man das betreffende Gebiet durch den Versuch bereits beherrscht, d. h. es muß schon eine sorgfältig ausgebildete, über alle Zweifel erhabene Versuchspraxis vorhanden sein. Das beste Beispiel bildet die Dampfmaschine.

[1]) Ich erinnere hier nur an die Einladung der kgl. Eisenbahndirektion Berlin zur Teilnahme an den Versuchen mit Heißdampflokomotiven.

[2]) s. Z. 1903 S. 1545 u. f.; 1904 S. 473 u. f. Auch die Veröffentlichung über die Anwendung bei der Kolbenmaschine hat inzwischen begonnen; s. Z. 1905 S. 1061 u. f.

Für ihre Untersuchung sind anerkannte Normen vorhanden, nach denen heute ziemlich allgemein gearbeitet wird. Wo auf solchen Gebieten Versuche überhaupt vorhanden sind, muß man schon durch bloße Studien zu einem gewissen Ziele gelangen. Anders liegt die Sache dort, wo selbst der Weg zur Klarstellung zweifelhaft ist. Jeder Forscher geht hier seine eigenen Wege. Kommt noch dazu, wie beispielsweise beim Wärmedurchgang, daß alles von der Temperaturmessung abhängt, die in den wenigsten Fällen eine ganz einfache Sache ist, dann braucht man sich nicht zu wundern, wenn der Versuchstoff eigentlich stets unvollständig oder fehlerhaft ist. Man kommt hier durch Studien kaum zu allgemeinen Gesetzmäßigkeiten, geschweige denn zu richtigen Koeffizienten.

Das hat sich auch im vorliegenden Falle bewahrheitet. Bei der Maschine sind neue Versuche nur nötig, wo solche überhaupt fehlen oder der praktisch erreichbare Genauigkeitsgrad Widersprüche zur Folge hatte. Dagegen fiel es beim Wärmedurchgang im Ueberhitzer oder bei der Fortleitung des Dampfes schon schwer, auch nur die maßgebenden Gesichtspunkte ausfindig zu machen. Vielfach haben die Vorstudien geradezu irre geführt und erst die jetzigen Versuche die Bestrebungen in die richtigen Bahnen geleitet.

Bei der Wahl der Versuchsanstalt hat sich der Verein deutscher Ingenieure für diejenige des Bayerischen Revisionsvereines entschieden, deren Schöpfer und Leiter bekanntlich der derzeitige Direktor des Vereines Hr. Eberle ist. Der Entschluß erfolgte zu einer Zeit, da die Anstalt noch im Entstehen begriffen war, so daß der Zweck der Versuche schon bei der Einrichtung berücksichtigt werden konnte. Die aufgestellte Maschine hat zwar nur zwei Zylinder von 225 bezw. 380 mm Dmr. und 700 mm Hub. Man hätte anderswo ohne Zweifel größere Maschinen und auch solche mit drei Zylindern finden können. Das hätte die Versuchskosten aber wesentlich erhöht. Dabei muß von vornherein festgehalten werden, daß es sich bei der Maschine niemals um die Bestimmung von Absolutzahlen, sondern nur von allgemeinen Gesetzmäßigkeiten handeln kann. Die Größenordnung spielt hier, jedenfalls innerhalb der Grenzen der heutigen Versuchsmaschinen, eine untergeordnete Rolle. Viel wichtiger ist der erreichbare Genauigkeitsgrad. Aber gerade in dieser Beziehung dürfte manche der verwickelten, mit

allen Feinheiten ausgerüsteten Versuchsmaschinen der modernen Laboratorien einer einfachen und leicht zu beherrschenden Maschine nicht ebenbürtig sein[1]). Ausschlaggebend für die Wahl waren natürlich mehr Gründe äußerlicher Natur. Die sonstigen Versuchsanstalten dienen nicht in erster Linie Forschungszwecken; es sind also häufige Unterbrechungen unvermeidlich. Dann fehlt ihnen das geschulte Personal. In Zeiten der Unterbrechung kann das Personal nicht genügend ausgenutzt werden.

M. H., vom Vereine deutscher Ingenieure beauftragt, an der Ausführung der Versuche mitzuwirken, möchte ich Ihnen nun über die bisherigen Arbeiten und Ergebnisse berichten.

Anlaß zu den Versuchen an der Maschine boten eigentlich nur 4 Fragen: Spannung, Mantelheizung, Zwischenüberhitzung und Zylinderzahl. Teilweise fehlen hier Versuche, wie bei der Spannung, namentlich für starke Ueberhitzung; teilweise müssen die Ergebnisse nachgeprüft werden, weil die üblichen Meßmethoden der Praxis im Verhältnis zu den Ersparnisbeträgen, um die es sich hier handelt, nicht genügend genau sind. Es ist nun damit begonnen worden, systematische Versuchsreihen mit Ein- und Zweizylinderbetrieb, Auspuff und Kondensation, geheizten und ungeheizten Mänteln bei gesättigtem und überhitztem Dampf für wechselnde Leistung, Umlaufzahl, Spannung und Zwischenüberhitzung durchzuführen. Es werden also nicht bloß die angedeuteten 4 Fragen beantwortet, sondern auch die aus den Vorstudien (über die Wärmeersparnis, Wärmeverbrauchsgrenzen, Abhängigkeit des Wärmeverbrauches von der Dampftemperatur, betriebsichere Grenztemperatur, Expansionsexponenten) bereits vorhandenen Ergebnisse einer Prüfung und Ergänzung unterzogen. Gleichzeitig werden noch Versuche über den Schmierölverbrauch durchgeführt. Die bisherigen Erhebungen in dieser Richtung, die vom Bayerischen Revisionsverein und auch von mir angestellt worden sind, haben nur erkennen lassen, daß die Zylinderöle mit Rücksicht auf ihre praktische Brauchbarkeit im Preise sehr ungleich bewertet werden, und daß die Schmierkosten bei überhitztem Dampf durchschnittlich größer sind. Der genaue Unterschied gegenüber gesättigtem Dampf hat sich nicht feststellen lassen, weil die Verbrauchsgrenzen praktisch sehr schwanken. Es ist mit der Hauptzweck der angedeuteten Versuche, die unterste zulässige Grenze zu ermitteln.

Bis jetzt sind im ganzen etwa 50 Versuche an der Maschine durchgeführt worden. Soweit sie bearbeitet sind, können sie als gelungen gelten. Die Versuche sind noch nicht abgeschlossen; auch sind die bisherigen Ergebnisse noch nicht so vollständig ausgewertet, daß ihre Bekanntgabe hier angezeigt wäre.

Ich komme weiter zur Erzeugung des überhitzten Dampfes. Ueber diese Aufgabe wußte man anfänglich am wenigsten. Ich habe mich deshalb mit ihr zuerst und auch am eingehendsten beschäftigt. Dabei haben sich schließlich nur zwei Fragen als ungelöst herausgestellt: Die Material- und die Wärmedurchgangsfrage. Die erstere ist schwierig und dabei kostspielig. Hier bleibt wahrscheinlich nichts andres übrig, als die Erfahrungen der Praxis abzuwarten. Vom Standpunkt der bloßen Betriebsicherheit hat sich gegen die Verwendung des Gußeisens zu Dampfüberhitzern bis heute nicht das Geringste einwenden lassen.

Dagegen soll die Wärmedurchgangsfrage eingehend studiert werden. Es sind zu diesem Zweck bereits 23 Versuche von 3- bis zu 7stündiger Dauer durchgeführt worden, die zwar in gewisser Beziehung Ergebnisse geliefert, im ganzen aber doch nicht befriedigt haben. Man hat unter anderm mit Dampfgeschwindigkeiten von 15 bis nahezu 100 m/sk[2]) gearbeitet, ohne dabei einen deutlich merkbaren Einfluß auf den Wärmedurchgang feststellen zu können.. Durch die hohen Geschwindigkeiten entstehen nur sehr große Spannungsabfälle; der Leitungswiderstand der häufig gewundenen Ueberhitzerrohre (sogenannten Schlangenrohre)[1]) ist wesentlich größer (nach den Versuchen um mindestens 20 vH) als für gerade glatte Rohrstrecken. Man wird deshalb den Durchgangsquerschnitt der Ueberhitzer nur mit Rücksicht auf den Spannungsabfall bemessen und kann dabei den Leitungswiderstand zu $\lambda = 13 \cdot 10^{-8}$ rechnen.

Auch über den Einfluß der Rauchgasgeschwindigkeit konnte man sich dadurch Klarheit verschaffen, daß die Ueberhitzerkammern, die in der üblichen Weise rechts und links vom Oberkessel eines Wasserrohrkessels liegen, unter sonst gleichen Verhältnissen parallel und hintereinander geschaltet wurden. Damit erzielte man Geschwindigkeitsänderungen von 1:2, ohne daß sich an der mittleren Wärmedurchgangszahl für den ganzen Ueberhitzer deutliche Veränderungen zeigten. Bei Hintereinanderschaltung waren nur die Zahlen für beide Hälften sehr ungleich, für die Hälfte mit dem höheren Temperaturgefälle viel größer als für die andre. Dagegen zeigten sich sonst eigentümliche Erscheinungen, die zum Teil auch aus andern Versuchen schon bekannt sind: die starke Zunahme der Wärmedurchgangszahl mit der Ueberhitzerbeanspruchung sowie eine gewisse Abhängigkeit vom Wärmeverlust nach außen (von der Wärmedichte und dem Beharrungszustand des Mauerwerkes). Die Zunahme mit der Beanspruchung hat man bis jetzt immer aus dem Einfluß der Rauchgas- und Dampfgeschwindigkeit erklären wollen, doch ist diese Anschauung nach dem Vorhergehenden unhaltbar. Es bleibt somit nur noch die Abhängigkeit vom Temperaturgefälle übrig. Sie ist für viele Wärmedurchgangsfragen die wichtigste, während der immer und überall hervorgehobene Geschwindigkeitseinfluß oft ganz in den Hintergrund tritt. Für den Wärmedurchgang am Kessel, also von Heizgasen zu Wasser, ist sie bereits durch verschiedene Versuche nachgewiesen. Sämtliche Durchgangszahlen, die an der Rohrleitung für Dampf zu Luft gefunden wurden, sind gleichfalls stark von dem Temperaturgefälle abhängig. Der Wärmedurchgang im Ueberhitzer befolgt zweifellos die gleiche Gesetzmäßigkeit; es gelang bis jetzt nur nicht, alle gefundenen Versuchswerte unter diesen Gesichtspunkt allein unterzubringen. Es kann das auch an dem üblichen Meß- und Rechnungsverfahren[2]) liegen. Jedenfalls kommt man hier durch Versuche an einem beliebigen Kesselzugüberhitzer nicht leicht zu allgemein gültigen Gesetzen und Koeffizienten. Die Verhältnisse sind nicht klar genug, um ein Urteil darüber zu verschaffen, mit welchem Genauigkeitsgrad sich das maßgebende Temperaturgefälle bestimmen läßt. Man muß sich erst durch einen besondern Versuchsüberhitzer ganz unzweideutige klare Verhältnisse schaffen, die das Temperaturgefälle auch unter Berücksichtigung des Wärmeverlustes nach außen möglichst genau zu messen gestatten. Der Ueberhitzer soll keine eigene Feuerung erhalten; die Rauchgase werden vielmehr an verschiedenen Stellen den Zügen eines Kessels entnommen und mit einem Ventilator durchgesaugt. Dadurch und durch die Zuführung beliebig stark überhitzten Dampfes kann man die verschiedensten Temperaturgefälle schaffen. Man hofft, auf diese Weise von den bisherigen Sonderergebnissen für eine ganz bestimmte Ueberhitzerbauform loszukommen und die gestellte Aufgabe in ganz allgemeiner Form zu lösen.

Ich komme schließlich zu dem dritten Teil der ganzen Aufgabe, zu der Fortleitung des überhitzten Dampfes. In dieser Beziehung hatten die Vorstudien am wenigsten Erfolg. Wie man jetzt bestimmt weiß, lag das einfach daran, daß die gewöhnlichen Versuche der Praxis, die ohne besondre Hülfsmittel meist nur im Anschluß an andre Versuche durchgeführt werden, in der Regel stark fehlerhaft sind. Bei der Bestimmung des Wärmeverlustes handelt es sich häufig um sehr kleine Beträge. Es muß deshalb schon im Laboratorium sehr sorgfältig gearbeitet werden, wenn man zu richtigen Ergebnissen gelangen will. Das be-

[1]) Man hat bei der Versuchsmaschine des Bayerischen Revisionsvereines den größten Wert auf genaue Messung gelegt und alles weggelassen, was störend wirken könnte. Es werden nur Meßmethoden angewendet, die nach den heutigen Erfahrungen als die zuverlässigsten gelten können. Beispielsweise werden die Zylinderwandtemperaturen mit Thermoelementen, die Mantelwässer durch geschlossene Gefäße mit Wasserstandzeiger gemessen.

[2]) Die hohen Geschwindigkeiten wurden durch Hintereinanderschalten zweier sonst parallel arbeitender Ueberhitzerhälften hervorgerufen.

[1]) einschließlich der Uebergangswiderstände in den Dampfkammern.

[2]) Bekanntlich wird das mittlere Temperaturgefälle ohne Rücksicht auf den Wärmeverlust ermittelt.

weist auch die Tatsache, daß es außer Péclet keinem der übrigen Forscher gelungen war, auch nur die allgemeine Beziehung zwischen Wärmeverlust und Temperaturgefälle sicher zu erkennen. Absolut genommen sind aber die Koeffizienten von Péclet auch nicht richtig. Man hat wohl bisher immer angenommen, daß der Wärmeverlust nach Péclet um etwa 25 vH kleiner sei als in Wirklichkeit. Der Fehler ist aber nach den jetzigen Versuchen bedeutend größer, mindestens 70 bis 80 vH. Péclet ging nämlich bei allen seinen Wärmeverlustversuchen vom Uebergangswiderstand zwischen Oberfläche und Luft aus. Das ist so ziemlich der schwierigste Weg. Einmal ist das zu messende Temperaturgefälle an sich sehr klein, und außerdem ist die genaue Messung der mittleren Oberflächentemperatur eigentlich nur dann möglich, wenn die Oberfläche aus einem die Wärme gut leitenden Stoffe besteht. Es ist auch jetzt in dieser Beziehung nur gelungen, die Versuche mit gesättigtem Dampf für das nackte und das umhüllte Rohr in genügende Uebereinstimmung zu bringen, während die Versuche mit überhitztem Dampf Abweichungen bis zu 30 vH zeigen, die aber anstandslos auf die angedeutete Unsicherheit bei der Messung der mittleren Oberflächentemperatur zurückgeführt werden können.

Außerdem ist der Pécletsche Weg für die praktische Verwertung der Ergebnisse ungeeignet, weil man die Oberflächentemperatur im allgemeinen gar nicht kennt.

Auch über den Spannungsverlust liegen nur von zwei Seiten, und zwar von Gutermuth und Ledoux, Versuche mit grundverschiedenen Ergebnissen vor.

Zur Klarstellung aller in Betracht kommenden Fragen waren im ganzen über 120 Versuche von $1^1/_2$- bis 7stündiger Dauer nötig. Die Versuche sind vollständig abgeschlossen; der Bericht über die Ergebnisse liegt vor.

Bei den Versuchen mit überhitztem Dampf verwendete man bezüglich der spezifischen Wärme zunächst das Ergebnis der von Professor Lorenz im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure angestellten Versuche. Dabei fielen die Wärmeverlustlinien für überhitzten Dampf, in Abhängigkeit vom Temperaturgefälle, weit über diejenigen für gesättigten Dampf. Das ist um so auffallender, als die gleichzeitig bestimmten Wärmeübergangs- und Durchgangszahlen eher das Gegenteil erwarten lassen. Weiter zeigte sich bei Ueberhitzung für gleiches Temperaturgefälle eine starke Abhängigkeit des Wärmeverlustes von der Spannung. Es erhoben sich deshalb Zweifel an der Richtigkeit der Lorenzschen Versuchswerte. Ziemlich gleichzeitig mit Lorenz hat bekanntlich R. Linde aus neuen Dampfdichtebestimmungen im Institut für technische Physik zu München die spezifische Wärme berechnet. Er fand im allgemeinen die gleiche Gesetzmäßigkeit wie Lorenz; nur gibt seine Gleichung wesentlich kleinere Absolutzahlen. Versuche zu ihrer Prüfung sind im Gang und haben bereits eine für praktische Zwecke genügend genaue Uebereinstimmung geliefert. Da auch ihre Verwendung bei den jetzigen Versuchen nicht zu den angedeuteten Widersprüchen führte, besteht kein Zweifel mehr, daß die Gleichung von Lorenz durchschnittlich um mindestens 20 bis 25 vH zu hohe Werte liefert. Gleichzeitig ist aber die bestimmte Hoffnung vorhanden, daß mit der Gleichung von Linde die Frage nach der spezifischen Wärme ihre endgültige Lösung gefunden hat. Als mittleres c_p für heutige Verhältnisse darf man etwa 0,58 betrachten. Mit diesem konstanten Wert beträgt der Fehler gegenüber dem genauen c_p in allen Fällen, wo neben der Ueberhitzungswärme noch die Sattdampfwärme mitrechnet, selten über 0,5 vH. Wo dagegen vorzugsweise oder nur Ueberhitzungswärme in Betracht kommt[1]), muß man bei der starken Abhängigkeit von Temperatur und Spannung auch praktisch mit dem genauen c_p rechnen.

Bei den Versuchen mit gesättigtem Dampf versuchte man mit ruhendem und strömendem Dampfe zu arbeiten. Dabei fand man, daß die Wasserabscheider sehr unvollkommen wirken. Es ist nicht möglich, das Wasser vollkommen aus dem Dampfstrom zu entfernen; mit der Geschwindigkeit wächst die Menge des mitgeführten Wassers. Bei 70 m/sk Geschwindigkeit wird schon die Hälfte des Niederschlagwassers mitgerissen. Die Sattdampfversuche sind deshalb alle ohne Strömung durchgeführt worden. Ueber den Einfluß der Geschwindigkeit suchte man sich dadurch ein Urteil zu bilden, daß der Uebergangswiderstand vom Dampf zur Rohrwand getrennt festgestellt wurde. Er beträgt für gesättigten Dampf bei umhülltem Rohr nur etwa 5 vH des gesamten Widerstandes. Das ist so wenig, daß selbst starke Veränderungen durch die Geschwindigkeit den Gesamtwärmeverlust nur unbedeutend beeinflussen können. Die Versuche mit überhitztem Dampf, die natürlich nur bei Strömung angestellt werden können, bestätigten diese Ansicht, indem für starke Geschwindigkeitsunterschiede keine deutlichen Veränderungen am Wärmeverlust im gleichen Sinne auftraten. Wenn überhaupt ein Einfluß der Geschwindigkeit vorhanden ist, so liegt er noch innerhalb des Genauigkeitsgrades der Versuche, spielt also praktisch keine Rolle. Mit dem Einfluß der Luftströmung und auch des Rohrdurchmessers ist es zweifellos ganz ähnlich. Ich kann mich hier auf die weitergehenden Erörterungen, die zu dieser Anschauung geführt haben, nicht einlassen. Nur bezüglich der Durchmesserfrage möchte ich noch bemerken, daß sie die einzige war, die nicht unmittelbar studiert werden konnte, weil nur ein einziger Durchmesser von 70 mm l. W. zur Verfügung stand. Es liegen aber bereits von andrer Seite zuverlässige Versuche an nackten Rohrstücken von 160 mm Außendurchmesser vor, die mit den jetzigen Ergebnissen an der nackten Leitung gut übereinstimmen. Dabei müßte gerade für den bezeichneten Durchmesserunterschied und für das nackte Rohr der Einfluß des Durchmessers ziemlich deutlich zu erkennen sein[1]).

Das Niederschlagwasser bei gesättigtem Dampf wurde teils durch selbsttätig arbeitende Kondensationstöpfe (gewöhnliche Schwimmertöpfe) abgezogen, teils in einem geschlossenen Gefäß mit Wasserstandzeiger aufgefangen. Dabei fand man, daß die Kondensationstöpfe stets starke mit der Spannung wachsende Undichtheitsverluste aufweisen und nur die Messung im geschlossenen Gefäß als einwandfrei gelten kann.

Bei überhitztem Dampf mußte zunächst ermittelt werden: wie wird der Wärmeverlust nach außen überhaupt gedeckt, nur durch Ueberhitzungswärme oder gleichzeitig auch durch Verdampfungswärme, also durch die Bildung von Niederschlagwasser? Es war das eine für die Bestimmung des Wärmeverlustes äußerst wichtige Frage, über die man noch gar nichts wußte. Man glaubte hier anfänglich, durch die Messung der Temperaturverteilung über den Rohrquerschnitt zum Ziele zu gelangen. Doch war dieser Weg ziemlich aussichtslos, nachdem von andrer Seite bereits bekannt war, daß die Abnahme der Dampftemperatur nach außen nur in nächster Nähe der Rohrwand vor sich geht, der räumliche Meßbereich also ein sehr kleiner, selbst für Thermoelemente kaum zugänglicher ist. Man begnügte sich deshalb mit Messungen der Rohrwandtemperatur allein und fand dabei, daß diese je nach der Höhe der Dampftemperatur oberhalb oder unterhalb der Sättigungstemperatur des Dampfes liegen kann. Daß sich an Wänden, die heißer sind als die Sättigungstemperatur, Niederschlagwasser nicht bilden kann, ist ohne weiteres klar. Durch Auftragen der abgezogenen Wassermengen in Abhängigkeit von dem negativen oder positiven Unterschied von Rohrwand- und Sättigungstemperatur fand man in der Tat, daß das Niederschlagwasser von dem Augenblick an stark zunimmt, wo die Wandtemperatur unter die Sättigungstemperatur sinkt, daß es dagegen für höhere Wandtemperaturen einen ziemlich kleinen, stets konstanten Betrag ausmacht, der bezogen auf die durchgeleitete Dampfmenge bei hohen Geschwindigkeiten bis auf 1 ‰ herunter gehen kann. Man darf wohl annehmen, daß diese kleinen Wassermengen nicht in der Leitung, sondern nur in der Meßvorrichtung entstanden sind. Es ergibt sich daraus die feststehende Tatsache, daß in Leitungen mit überhitztem Dampf

[1]) beispielsweise bei der Berechnung des Temperaturverlustes von Rohrleitungen oder des Wärmedurchganges im Ueberhitzer.

[1]) Durch den Beschluß des Technischen Ausschusses der 46sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Magdeburg ist auch die Möglichkeit gegeben, den Einfluß des Rohrdurchmessers durch den Versuch klarzustellen. Es werden zu diesem Zweck Parallelversuche unter gleichen Verhältnissen an einer Leitung mit 150 mm l. W. durchgeführt werden. Das Ergebnis wird zusammen mit den Versuchen an der 70 mm-Leitung bekannt gegeben.

stets dann kein Wasser entsteht, wenn die Rohrwandtemperatur an keiner Stelle unter die Sättigungstemperatur sinkt. Die Grenztemperatur des Dampfes für diese Bedingung hängt von der Spannung und der Wirksamkeit der Umhüllung ab. Ueber 250° C dürfte im allgemeinen die Wasserbildung ausgeschlossen sein. Es genügen aber für Spannungen unter 10 kg/qcm und sehr wirksame Umhüllungen unter Umständen schon 200° C.

Aus allen Versuchen mit gesättigtem und überhitztem Dampf hat sich als einzig ausschlaggebende Größe für den Wärmeverlust das Temperaturgefälle zwischen Dampf und Luft ergeben, und zwar nimmt der Wärmeverlust nicht proportional mit dem Gefälle zu, sondern rascher. Dabei ist die absolute Größe der Temperaturen von Dampf oder Leitung ganz ohne Einfluß. Es können für ganz verschiedene Dampf- oder Oberflächentemperaturen doch gleiche Wärmeverluste entstehen, wenn nur das Temperaturgefälle das gleiche ist. Daraus folgt von selbst, daß der Wärmeverlust bei überhitztem Dampf stets größer sein muß als bei gesättigtem von gleicher Spannung. Da die Flüssigkeitswärme des Niederschlagwassers bei gesättigtem Dampf nur selten ausgenutzt wird, tritt allerdings eine Verschiebung zugunsten des überhitzten Dampfes derart sein, daß bis zu bestimmten Ueberhitzungen sicher kein Mehrverlust zu erwarten ist. Diese Grenzüberhitzungen sind von der Spannung abhängig und betragen beispielsweise bei 13 kg/qcm etwa 50 bis 60° C. Es kann sogar bis zu diesen Ueberhitzungen die Fortleitung des überhitzten Dampfes vorteilhafter sein. Doch ist der Nutzen praktisch ziemlich gleich null, weil gerade bei schwacher Ueberhitzung die Bildung von Niederschlagwasser auch nicht ganz ausgeschlossen ist. Etwa der doppelte Wärmeverlust wie bei gesättigtem Dampf tritt für 13 kg/qcm abs. Spannung bei Temperaturen von 300 bezw. 380° auf, je nachdem die Flüssigkeitswärme ausgenutzt wird oder nicht. Trotzdem dürfte das in den meisten praktischen Fällen nur einen ganz unbedeutenden Mehrverbrauch an Kohle zur Folge haben, namentlich da man heute immer mehr bestrebt ist, den Einfluß der Rohrleitung durch die Wahl großer Dampfgeschwindigkeiten an sich möglichst klein zu halten.

Der Einfluß nackter Stellen an der Leitung, namentlich nackter Flansche oder Ventile, hat sich durch die Versuche als sehr groß herausgestellt. Die Versuchsleitung hatte durchschnittlich auf 4,5 m Leitung einen Flansch. Durch eine der übrigen Umhüllung annähernd gleichwertige Verkleidung ging der Wärmeverlust um beinahe 30 vH zurück. Die Ersparnis ist wahrscheinlich nicht ganz unabhängig von der Temperatur, doch ist der Einfluß praktisch belanglos. Jedenfalls ist das Verlangen der Flanschenumhüllung bei gesättigtem Dampf mindestens ebenso berechtigt wie bei Ueberhitzung. Ein nackter Flansch besitzt etwa den gleichen Wärmeverlust wie 2 m, 1 nacktes Ventil wie 9 bis 10 m gut umhüllte Leitung.

Um die Ergebnisse für die Vorausberechnung des Wärme- und Temperaturverlustes von Dampfleitungen allgemein verwertbar zu machen, hat man sich durch ausgiebige Temperaturmessung die Möglichkeit der Berechnung der Wärmeübergangs- und Durchgangszahlen sowie des durchschnittlichen Wärmeleitvermögens der Umhüllung verschafft. Die Messung erfolgte ausschließlich mit Thermoelementen und ist im allgemeinen als gelungen zu bezeichnen, sofern nicht der Genauigkeitsgrad durch das kleine Gefälle beeinträchtigt wird. Das ist hauptsächlich für den Uebergang der Wärme vom Dampf zur Rohrwand der Fall. Bei gesättigtem Dampf wächst hierbei die Uebergangszahl mit zunehmendem Gefälle, bei überhitztem Dampf ist es gerade umgekehrt. Für starke Ueberhitzung ist der Uebergangswiderstand vom Dampf zur Rohrwand beinahe so groß wie von der Rohroberfläche zur Luft. Die übrigen Uebergangs- und Durchgangszahlen zeigen deutliches und zwar ziemlich proportionales Anwachsen mit dem Gefälle. Ganz auffallend ist noch der Umstand, daß auch das Wärmeleitvermögen der Umhüllung sehr stark von der Temperatur abhängt, und zwar wächst es mit zunehmender Temperatur.

Die genaue Kenntnis des Wärmeleitvermögens beschränkt sich allerdings zunächst noch auf die untersuchte Umhüllung (Diatomitschalen, die mit 5 bis 7 mm Luftschicht aufgesetzt sind). Es liegen zwar auch sonst schon Versuche vor, aber nicht für ganze Leitungen, sondern nur für kleine Versuchseinrichtungen. Der Vergleich zeigt, daß die Ergebnisse im Kleinen mit denjenigen ganzer Leitungen nur beim nackten Rohr übereinstimmen, während der Wärmeverlust bei umhülltem Rohr um nahezu 30 vH verschieden (und zwar nach den Versuchen an kleinen Rohrstücken zu günstig) ist. Es haben also in dieser Beziehung diejenigen Fachleute recht, die nur die Versuche an ganzen Leitungen für maßgebend halten.

Den Spannungsverlust versuchte man zuerst durch Messung der Absolutwerte am Anfang und Ende der 50 m langen Leitung zu erhalten. Die Messungen ergaben aber trotz der über das gewöhnliche Maß weit hinausgehenden Geschwindigkeiten so kleine Verluste, daß an eine zuverlässige Bestimmung des Leitungswiderstandes nicht zu denken war. Man entschloß sich daher zur Differenzmessung mit Hülfe des Quecksilbermanometers. Aus diesen Messungen fand sich der Leitungswiderstand für gesättigten oder überhitzten Dampf bei verschiedenen Spannungen und Dampfgeschwindigkeiten so wenig verschieden, daß man ihn für praktische Zwecke als gleichbleibend ansehen darf. Er beträgt im Mittel $10{,}5 \times 10^{-8}$. Dieser Wert gilt also allgemein für gesättigten und überhitzten Dampf, so daß für gleiche Geschwindigkeiten bei Dampfüberhitzung nur die dem geringeren spezifischen Gewicht entsprechende Verringerung des Spannungsabfalls eintritt. Dagegen ist für gleiches Dampfgewicht der Spannungsabfall bei Dampfüberhitzung im umgekehrten Verhältnis der spezifischen Gewichte größer als bei gesättigtem Dampf. Von einem Vorteil bei der Fortleitung des überhitzten Dampfes, an den man heute noch vielfach glaubt, kann also keine Rede sein. Man befand sich in einer Täuschung, die hauptsächlich dadurch hervorgerufen wurde, daß der Spannungsabfall glatter Leitungen schon für gesättigten Dampf wesentlich geringer ist, als man bisher annahm. Der Leitungswiderstand nach den Versuchen von Gutermuth betrug 15×10^{-8}, war also um über 40 vH zu hoch. Für ganze Leitungen muß allerdings noch beachtet werden, daß namentlich die Ventile sehr große Durchgangswiderstände aufweisen. Die angestellten Versuche ergaben, daß ein ganz geöffnetes Ventil in dieser Beziehung gleichwertig ist mit 16 bis 17 m glatter Leitung.

Weiter auf die Versuche hier einzugehen, verbietet mir die Zeit. Ich möchte zusammenfassend nur nochmals betonen, daß die noch fehlenden Grundlagen und Koeffizienten für die Vorausberechnung des Wärme-, Temperatur- und Spannungsverlustes von Dampfrohrleitungen durch die Versuche in ausreichendem Maße gewonnen worden sind. (Lebhafter Beifall)

Nachtrag zu S. 187.

Vorstände der Bezirksvereine.

Bochumer B.-V.

An Stelle des Hrn. Friedrich Meyenberg ist Hr. Dr. H. Hoffmann, Ingenieur, Lehrer an der Bergschule, Bochum, zum Schriftführer gewählt worden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Beiblatt Nr. 23
zu Nr. 35 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 2. September 1905.

Zum Mitgliederverzeichnis.

Aenderungen.

Aachener Bezirksverein.

Carl Goldstein, Dipl.-Ing., Assistent an der Technischen Hochschule, Aachen.
Karl Hartmann, Direktor des Metallwerkes G. A. Scheid, Amstetten, Nied.-Oesterreich.
Th. Niermann, Ingenieur der Maschinenbauanstalt J. Uhle G. m. b. H., Aachen.

Augsburger Bezirksverein.

Jos. Haible, Ingenieur, Augsburg, Gögginger Str. 34. *P./S.*
Franz Hausenblas, Direktor, Göggingen, Landstr. 148.
Wilh. Mülling, kgl. Zentralwerkstättendirektor, Regensburg.

Bergischer Bezirksverein.

Otto Hülsenbeck, Zivilingenieur, Hamburg, Hohe Bleichen 20.
Karl Kotthaus, Ingenieur bei Heinr. Lanz, Mannheim-Lindenhof.
Otto Schmidt, Ingenieur der Schwelmer Eisengießerei und Maschinenfabrik R. Behn & Co., Schwelm i/W.

Berliner Bezirksverein.

Otto Amann, Ingenieur, Leipzig-Plagwitz, Amalienstr. 41.
Otto Bernhardt, Ingenieur bei Bechem & Post, Gr.-Lichterfelde, Berliner Str. 142.
Osw. Th. Beyer, dipl. Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Wilhelmshaven, Zedeliusstr. 20.
Jos. Brunner, dipl. Maschineningenieur, Triest, Piazza Ponterosso 7.
Egon Buchler, Dipl.-Ing., Hannover, Gr. Pfahlstr. 9.
Ludw. Fischer, Dipl.-Ing. bei Jul. Pintsch, Fürstenwalde a/Spree. *A.*
Max Louis Froning, Ingenieur, Dortmund, Beurhausstr. 57.
H. von Glinski, Reg.-Baumeister, Ingenieur der Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Südende bei Berlin, Lichterfelder Str. 6a.
Hans Groeck, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Pestalozzistr. 3.
Paul Grützbach, Ingenieur, Stettin, Kaiser Wilhelmstr. 74.
Dr. Eug. Hannach, Dipl.-Ing., Lissa, Bez. Posen.
Aug. Heidenreich, Ingenieur, Berlin S.O., Görlitzer Ufer 4.
Wilh. Hildebrand, Ingenieur, Dortmund, Kampstr. 74.
Dr. phil. Wilh. Hort, Dipl.-Ing. bei Th. Goldschmidt, Chem. Fabrik und Zinnhütte, Essen a/Ruhr.
Dr.-Ing. Gisbert Kapp, Professor, Pen-y-Coed, Pritchatts Rd., Edgebaston, Birmingham, England.
Hans Keil, Dipl.-Ing., technischer Hilfsarbeiter im kais. Patentamt, Berlin W., Steinmetzstr. 64.
Bernh. Lossius, Direktor der Karlsruher Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Gschwindt & Co., Karlsruhe.
Johs. Lude, Ingenieur, Berlin N.W., Oldenburger Str. 33.
Kurt Mancke, Dipl.-Ing., 492 Cass Str., Milwaukee, Wis., U. S. A.
Carl Mill, Dipl.-Ing. bei der Steaua Româna, Câmpina, Rumänien.
Maximilian Mintz, Patentanwalt, Berlin S.W., Königgrätzer Str. 93.
Nath. Pfleiderer, Reg.-Bauführer, Berlin N.W., Holsteiner Ufer 4.
Georg Promnitz, Dipl.-Ing. bei den Siemens-Schuckert-Werken G. m. b. H., Berlin W., Eislebener Str. 7. *S.*
Adam Schuster, Dipl.-Ing., Ludwigshafen a/Rh., Frankenthaler Str. 37.
Dr. phil. Rich. Wegner, Dipl.-Ing., Berlin N.W., Philippstr. 2.
Oskar Wittmann, Ingenieur, Karlsruhe, Hirschstr. 23.
Alexander Zenzes, Ingenieur, Charlottenburg, Rönnestr. 17.

Bochumer Bezirksverein.

W. Kain, Bergwerksdirektor, Bernterode, Untereichsfeld.
Fritz Trurnit, Reg.-Baumeister, Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G., Rüttenscheid.
Paul Westphal, Ingenieur, Zürich, Schanzengraben 17.

Breslauer Bezirksverein.

Bruno Albrecht, Reg.-Baumeister, Charlottenburg, Bismarckstr. 24.
Max Semke, kgl. Reg.-Baumeister a. D., Charlottenburg, Kantstr. 46.

Chemnitzer Bezirksverein.

Otto Venter, Ingenieur, Chemnitz, Reichsstr. 1.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Emile Ensfelder, Ingenieur, Schiltigheim i/E. *B.*
Karl Hesse, Ingenieur, Essen a/Ruhr, Hohenburgstr. 32.
Fritz Muth, technischer Direktor der Martini automobile Comp. Ltd., Beaumont-Hauterive, Neuchâtel, Schweiz.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Rud. Abel, Direktionsrat bei der kgl. Bayer. Eisenbahndirektion, Bamberg.
Ph. Büchner, Ingenieur, Düsseldorf, Kronprinzenstr. 94.

Frankfurter Bezirksverein.

Peter Mähler, Ingenieur bei A. Borsig, Tegel bei Berlin.

Hamburger Bezirksverein.

Lorenz Harms, Ingenieur, Hamburg, Wandsbecker Stieg 12. *B.*
Rud. Rieck, Ingenieur für Marinewesen, Hamburg, Haynstr. 26.

Hessischer Bezirksverein.

Rob. Harraß, Ingenieur der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G., Halle a/S.

Karlsruher Bezirksverein.

Max Ettlinger, Ingenieur, Berlin W., Großgörschenstr. 38.

Kölner Bezirksverein.

Max von Badinski, Ingenieur, Hamburg, Admiralitätstr. 1.
Lorenz Bardenheuer, Betriebsdirektor der Gesellschaft Prinz Leopold, Empel.
Wilh. Ellingen, Ingenieur, Direktor bei J. Pohlig A.-G., Köln-Lindenthal, Immermannstr. 5/9.
Otto Endemann, Ingenieur, Eichhof, Luzern, Schweiz. *S.*
Paul Heynen, Ingenieur, Köln-Deutz, Tempelstr. 35.
W. Kaus, Ingenieur, Köln a/Rh., Lupusstr. 8.
Heinr. Kirchhoff, Zivilingenieur, Köln-Lindenthal, Franzstr. 7.
Hans Oelert, Gewerbe-Assessor, Liegnitz, Schützenstr. 44.

Lenne-Bezirksverein.

Heinr. Ruthemeyer, Reg.-Baumeister, Soest i/W.

Magdeburger Bezirksverein.

Leo Neide, Ingenieur bei Gebr. Körting A.-G., Hannover-Linden.

Mannheimer Bezirksverein.

Alfred H. Simon, Ingenieur, Charlottenburg, Leibnizstr. 73.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Otto Mulaček, Betriebsdirektor der Poldihütte, Kladno, Böhmen.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Herm. Barten, Gewerbereferendar, Hannover, Hildesheimer Str. 198.
Wolf Huntemüller, Dipl.-Ing. bei J. M. Voith, Heidenheim a/Brenz.
Emil Kegler, Ingenieur, Eller, Bez. Düsseldorf, Bahnstr. 25.
Heinr. Schroer, Oberingenieur, Meiderich.

Oberschlesischer Bezirksverein.

E. Kocher, Ingenieur bei Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G., Frankfurt a/Main.
Herm. Kocks, Bergwerksdirektor der kons. Preußengrube, Miechowitz.
Martin Schreuer, Dipl.-Ing. bei Chr. Dierig, Ober-Langenbielau.

Ostpreufsischer Bezirksverein.

Reinh. Laudien, Ingenieur und Betriebsführer der kons. Wenzelslausgrube, Mölke, Kr. Neurode.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Luigi Düntz, Betriebsingenieur des städtischen Elektrizitätswerkes, Saarbrücken.
Aug. Mecklenbeck, Ingenieur, Kaiserslautern.
J. Rommel, Ingenieur bei Gebr. Adt A.-G., Forbach i/Lothr.
Heinr. Schaaf, Ingenieur und Patentanwalt, Cöthen i/Anh.
Rud. Sicker, Oberingenieur bei Gebr. Pfeiffer, Kaiserslautern. *Brs.*
G. de Vries, Oberingenieur der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal. *Mh.*
Leonh. Walther, Ingenieur der Dinglerschen Maschinenfabrik, Zweibrücken. *K.*
Konrad Werth, Ingenieur, St. Johann a/Saar.

Pommerscher Bezirksverein.

Ed. Antz, Zivilingenieur, Stettin, Fischerstr. 15.

Rheingau-Bezirksverein.

Dr.-Ing. F. Bohny, Oberingenieur der Brückenbauanstalt Gustavsburg, Wiesbaden.

Ruhr-Bezirksverein.

Dr.-Ing. Hugo Stahl, Leipzig, Plagwitzer Str. 39.
Willy Trapp, Oberingenieur der Preß- und Walzwerks-A.-G., Düsseldorf-Reisholz. *Nrh.*

Sächsischer Bezirksverein.

Carl Borrmann, Chefingenieur bei G. Sauerbrey, Staßfurt.
Franz Elbert, Dipl.-Ing., i/Fa. Roos & Elbert, Mainz. *Rhg.*

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Ad. Krohn, Dipl.-Ing., Lehrer an der höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Waitzstr. 44.

Thüringer Bezirksverein.

Gust. Fordan, Ingenieur, Posen, Niederwallstr. 1.

Westfälischer Bezirksverein.

Aug. Cyron, Dipl.-Ing., Dortmund, Nordstr. 43
Paul Müller, Dipl.-Ing. bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund. *B.*
Willibald Trinks, Ass't-Professor at Carnegie Technical Schools, Pittsburg, Pa., U. S. A.

Westpreußsischer Bezirksverein.

Alb. Koch, Ingenieur, Charlottenburg, Englische Str. 26.
W. O. Papendieck, Ing. bei der kgl. Eisenbahndirektion, Halle a/S.

Württembergischer Bezirksverein.

J. J. Anner, Kommerzienrat, Fabrikant, Reutlingen.
C. Bona, Betriebschef bei Werner & Pfleiderer, Cannstatt.
Victor Förster, Ingenieur, Großgottern i/Thür.
Friedr. Krauß, Oberingenieur, Zwickau i/S., Hauptmarkt 26.

Keinem Bezirksverein angehörend

Erh. von Aderkas, Ingenieur der Köln. Maschinenbau-A.-G., Köln-Bayenthal.
Norbert Brant, Maschinenfabrikant, Budapest, Lechel út. 8a.
Fritz Diepschlag, Ingenieur bei Thyssen & Co., Mülheim a/Ruhr.
Georg Emmel, Gewerbereferendar, Köslin, Rogsower Allee 45.
Emil Gössel, Werkführer der k. k. Hof- u. Staatsdruckerei, Wien III, Rennweg 16.
Franz Götzinger, Ingenieur, Breslau, Garvestr. 27.
Carl Herm. Gräf, Ingenieur der Düsseldorfer Röhrenindustrie, Düsseldorf-Oberbilk.
J. Hartmann, kgl. Betriebsdirektor des Feuerwerks-Laboratoriums, Siegburg.
Karl Hawelka, Oberingenieur, Schöningen i/Braunschweig.
Otto Herrmann, Ingenieur der Maschinenfabrik Andritz, Andritz bei Graz.
Berthold Hettstedt, Ingenieur, Altena i/W., Hochstr. 16.
Rud. Hoffmann, Ingenieur, Wien XVI, Wattgasse 30.
D. Kalthoff, techn. Direktor der Wegelin & Hübner Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G., Halle a/S.
Walter Kober, dipl. Bauingenieur, Danzig, Pfefferstadt 71.
Erich Koethe, Ingenieur bei der Handels- und Pflanzungs-Ges. m. b. H, Lindi, via Genua, Deutsch-Ost-Afrika.
Th. Meier, Ingenieur, Winterthur, Dachlisbrunnenstr. 12.
Louis Meyer, Oberingenieur bei Fried. Krupp A.-G. Grusonwerk, Köln, Karolingerring 14.
Walther Mitscherlich, Ingenieur, Aachen, Adalbertstr. 126.
Herm. Oechslin, Maschineningenieur, Winterthur, Ruhstalstr. 18.
Paul Polster, i/Fa. Polster & Panzer, Ingenieur-Bureau, Gera-Saalfeld a/S.
Franz Reichardt, Dipl.-Ing., Berlin N., Badstr. 45/46.
Alfred Roßberg, Ing. der Rombacher Hüttenwerke, Rombach i/Lothr.
Jac. Ruesch, Techniker, Rorschach, Untere Hubstr. 8.
Oscar Schrepfer, Ingenieur bei A. Hübner, Divitschi Pola, Moskau.
Hans R. Setz, Konstrukteur, 104 East, 15th Ave., Homestead, Pa.
J. Jacques Stünzi, Maschineningenieur, Zürich, Badener Str. 46.
Herm. Trier, Dipl.-Ing. bei der Württembergischen Metallwarenfabrik, Geislingen a/Steige.
Kornel Vértesi, Ingenieur, Budapest I, Kristinenring 71.
Hans Weinand, Ingenieur, Vöhrenbach, Bad. Schwarzwald.
Ernst Weiske, Eisenbahn-Betriebsdirektor, Berlin W., Schaperstr. 3.
Georg Wolff, Dipl.-Ing., Oppeln.
Paul Herm. Zarnikow, Ingenieur der Kalker Werkzeugmaschinenfabrik Breuer, Schumacher & Co. A.-G., Kalk bei Köln.

Oesterreichischer Verband von Mitgliedern.

Ferd. Doubs, Ing., Direktor bei Brüder Lapp, Rottenmann, Steiermark.
Aug. Kann, Dr. der Techn. Wissenschaften, Oberingenieur d. Oesterr. Siemens-Schuckert-Werke, Wien XX, Engerthstr. 150.

Verstorben.

Ad. Altmann, Zivilingen. und Gerichtl. Sachverständiger, Berlin S.W., Königgrätzer Str. 109.
Hugo Elsner, Oberingenieur bei Chr. Dierig, Ober-Langenbielau i/Schlesien. *Brs.*
Nikolaus Hensel, Zivilingenieur, Wiesbaden, Emilienstr. 3. *Rhg.*
Joh. Philips, Ingenieur der Aachener Kleinbahn, Aachen. *A.*
Eug. Tomson, kgl. Belg. Konsul, Generaldirektor der Bergwerksgesellschaft Dahlbusch, Zeche Dahlbusch bei Gelsenkirchen. *W*

Neue Mitglieder.

Aachener Bezirksverein.

Dr.-Ing. Ed. Boos, Ingenieur der Vereinigten Glanzstoffabriken A.-G, Oberbruch bei Dremmen.

Augsburger Bezirksverein.

Josef Schmid, Dipl.-Ing., Augsburg, Klinkerberg 25.

Berliner Bezirksverein.

Bruno Lundgreen, Ingenieur, Pankow bei Berlin, Kreuzstr. 18.

Bochumer Bezirksverein.

C. Pflugstaedt, Ingenieur bei Ewald Berninghaus, Duisburg.

Elsaß-Lothringer Bezirksverein.

Léon Frey, Fabrikbesitzer, Gebweiler, Oberelsaß.

Kölner Bezirksverein.

Heinrich Berrendorf, Direktor der Fortuna A.-G., Grube Giersberg-Fortuna bei Quadrat, Bez. Köln a/Rh.

Oberschlesischer Bezirksverein.

H. Spindler, Oberingenieur bei den Siemens-Schuckert-Werken G. m. b. H., Kattowitz O./S.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Carl Billand, Direktor des Guß- und Armaturenwerkes A.-G., Kaiserslautern.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein.

Oscar Kayser, Ingenieur, Lehrer am städt. höh. techn. Institut, Cöthen i/Anhalt.

Württembergischer Bezirksverein.

Harry Formis, Ingenieur, Stuttgart, Alexanderstr. 31.
Hepp, Oberbürgermeister, Reutlingen.
Ferdinand Höring, Ingenieur, z. Zt. Geislingen, Steige.
H. Mehl, Reg.-Bauführer, Stuttgart, Hölderlinstr. 24.
Otto Sterkel, Direktor der Eisen- und Bronzegießerei vorm. C. Flink, Mannheim.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Conrad Arnemann, Dipl.-Ing., Hannover, Buschstr. 4.
Willy Beer, Ingenieur, Ilmenau i/Thür., Burggasse 26.
Carl A. V. Carlsson, Ingenieur, 938 Liberty Str., Franklin, Pa., U. S. A.
Alfred Fischer, Dipl.-Ing. bei der Köln. Maschinenbau-A.-G., Duisburg, Heinrichstr. 10.
M. Goldberg, Ingenieur, Altona, Behnstr. 57.
Paul Heuer, Kaufmann und Fabrikbesitzer, Leipzig, Berliner Str. 7.
Fritz Kaupa, Direktor bei J. B. Limburger jun., Leipzig, Floßplatz 28.
Paul Lange, Ingenieur, 131. 21. Street, Toledo, Ohio, U. S. A.
Walter Leppin, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Bismarckstr. 8.
Otto Lorenz, Ing. bei Otto Peschke Nachf., Berlin N.W., Stromstr. 26.
Robert Markl, Maschineningenieur, Aschach a/Donau, Oberösterreich.
Alexander Müller, Mech.-Eng., c/o. Kingsford Foundry and Machine Works, Oswego, N. J., U. S. A.
Heinr. Nauen, Ingenieur, Essen a/Ruhr, Augustastr. 39.
Theodor Paul, Dipl.-Ing., Triest, Via Fabio Severo 197.
Fritz Schlecht, Ingenieur, z. Z. Müngsten bei Remscheid-Reinshagen.
Adolf Schwartz, Fabrikbesitzer, Berlinchen.
Oscar Sichtig, Maschinenfabrikant, i/Fa. Oscar Sichtig & Co., Karlsruhe.
Ulrich Ewald Taubenheim, Ingenieur, Direktor des Stadt- und Wasserwerkes, Archangelsk, Rußland.
Dr.-Ing. Gustav Wagner, Reg.-Baumeister, Wiesbaden, Bismarckring 34.
Franz Weber, Reg.-Bauführer und Dipl.-Ing., Wilmersdorf bei Berlin, Hildegardstr. 20.
Adolf Wech, Techniker, Botenwald bei Standing, Mähren.
Oscar Winter, Ingenieur the National Tube Co., Lorain, Ohio, U. S. A.

Gesamtzahl der ordentlichen Mitglieder 19816.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 36. **Sonnabend, den 9. September 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Die Weltausstellung in Lüttich 1905.

Die Werkzeugmaschinen.

Vorbericht von **Paul Möller**, Berlin.

Die Werkzeugmaschinen sind in Lüttich sehr reichhaltig vertreten, weit mehr, als man auf dieser »Weltausstellung« in einer Provinzialstadt von 164000 Einwohnern von vornherein erwartet hätte. Unter der Fülle von Maschinen befinden sich naturgemäß sehr viele, die als Handelsware, gute oder minderwertige, zu bezeichnen sind; aber es ist auch eine beträchtliche Anzahl vorhanden, deren Gesamtanordnung oder Einzelheiten Bemerkenswertes und Eigenartiges bieten, so daß ein Besuch der Ausstellung für den Werkzeugmaschineningenieur lohnend erscheint. Grundsätzlich Neues dürfte er freilich nicht finden.

Von den ausstellenden Nationen kommen in erster Linie Deutschland und die Vereinigten Staaten in Betracht, während die Leistungen Englands, und trotz ihrer Reichhaltigkeit auch die Belgiens, zurücktreten. — Die Maschinen werden teils im Betriebe, teils leerlaufend und teils unbewegt vorgeführt, so daß Vergleiche zwischen der Arbeit von Maschinen gleicher Gattung nicht immer möglich sind.

Was wohl schon bei einem flüchtigen Durchgang auffällt und die Fabrikation von Werkzeugmaschinen in den einzelnen Ländern kennzeichnet, das ist das Vielerlei in manchen Ständen. Besonders die belgischen Fabriken haben mit einer Ausnahme — Le Progrès Industriel, Brüssel, welche Fabrik nur Drehbränke baut — die verschiedenartigsten Werkzeugmaschinen ausgestellt. Wie anders die Amerikaner! Neben Einzelausstellern haben Alfred H. Schütte, Köln, 60 Maschinen, Fenwick Frères & Co., Lüttich, etwa 14 Maschinen meist amerikanischer Herkunft vorgeführt, deren Fabrikanten sich fast sämtlich auf eine oder doch wenige Spezialitäten beschränken und auf ihrem engen Fachgebiet unerreicht dastehen; ich greife als Beispiel die Cincinnati Milling Machine Co., die Bickford Drill and Tool Co. und die Norton Grinding Co. heraus. In dieser Spezialisierung liegen sicherlich die bedeutenden Erfolge des amerikanischen Werkzeugmaschinenbaues zu einem großen Teil begründet, und die andern Völker sollten, soweit es die Eigenart ihres Absatzgebietes zuläßt, ebenfalls dahin streben. Erfreulicherweise zeigt die Ausstellung, daß diese Lehre auch in Deutschland schon vielfach beherzigt wird: nicht weniger als drei deutsche Spezialfabriken für Schleifmaschinen, Mayer & Schmidt, Offenbach, Friedrich Schmaltz, ebenda, und Naxos-Union, Frankfurt a. M., sind vertreten. Ferner sind zu nennen: C. W. Hasenclever Söhne, Düsseldorf, für Schmiedemaschinen, Gustav Wagner, Reutlingen, für Sägemaschinen, Béché & Grohs, Hückeswagen, für Lufthämmer und Braun & Bloem, Düsseldorf, für Drehbänke.

Der allgemeine Aufbau der Maschinen läßt den Einfluß des Schnelldrehstahles unschwer erkennen. Am besten zeigt die Ausstellung von Sir W. G. Armstrong, Whitworth & Co., Ltd., Manchester, seine Anwendung: zwei Drehbänke, zwei Bohrmaschinen und eine Fräsmaschine mit liegender Spindel setzen den Besucher durch Schnelligkeit der Arbeit und Größe der Späne in Erstaunen. Freilich überschreitet ihr Arbeitsaufwand weit das bisher Uebliche; ist doch die größere Drehbank von 18" Spitzenhöhe mit einem 60 pferdigen Motor versehen.

Die starke Beanspruchung der Maschinen bei derartigen Leistungen hat naturgemäß Einfluß auf die Konstruktion der Gestelle gehabt. Vor allem geht das Bestreben dahin, dadurch, daß man das Ganze in einem Stück gießt, eine größere Starrheit zu erzielen. Die in Fig. 1 vorgeführte kleinere Drehbank von Armstrong, Whitworth & Co. mit 12" Spitzenhöhe und 10" Spitzenweite zeigt das, indem das ganze Bett einschließlich des Spindelstockes und des Auflagers für den Motor aus einem Stück von 6,3 t Gewicht besteht. Fig. 2 zeigt eine Revolverdrehbank der Pratt & Whitney Co., Hartford, Conn., deren Bett, Spindelstock und Oeltrog ein einziges, ziemlich schwieriges Gußstück bilden. Weitere Beispiele wird man noch mehrfach auf der Ausstellung finden.

Eine erhebliche Zahl der ausgestellten Maschinen ist mit elektrischem Antrieb versehen; aber keine einzige ist mir aufgefallen, bei welcher der Motor mit der Maschine zu einem Ganzen verschmolzen wäre, wie es z. B. früher von mir besprochene Ausführungen amerikanischer Firmen[1]) oder der Maschinenfabrik Oerlikon[2]) zeigten. Die Gründe dafür sind leicht zu erkennen; erstlich will man den teuren langsam laufenden Motor vermeiden, der auch eine schwerere Ausführung der Maschine verlangt, und zweitens nimmt man fast überall darauf Rücksicht, daß dieselbe Maschine entweder mit Motor oder für Transmissionsantrieb geliefert werden soll.

[1]) Z. 1904 S. 84.
[2]) Z. 1905 S. 1021.

Hierbei kann man in der Ausstellung zwei Richtungen verfolgen. Die eine ersetzt die Stufenscheibe durch einen Motor mit veränderlicher Umlaufzahl, wie es amerikanische Ausführungen, aber auch einige belgische und deutsche (z. B. das Bohr- und Fräswerk von de Fries & Co. A.-G., Düsseldorf)[1]), zeigen. Die andre Richtung verwirft die Stufenscheibe grundsätzlich und schaltet zwischen den Antrieb und die Maschine ein Getriebe zur Aenderung der Geschwindigkeit ein; es steht dann frei, als Antrieb einen Elektromotor oder eine glatte Riemenscheibe zu wählen. Für diesen Fall ist es zweckmäßig, die Anordnung so zu treffen, daß die Riemenscheibe fliegend aufgesetzt werden kann, damit sich der Riemen leicht aufbringen läßt; das ist nicht bei allen ausgestellten Maschinen beachtet worden. An manchen Maschinen sind die beiden genannten Mittel zur Veränderung der Geschwindigkeit gleichzeitig angewendet worden, wie bei dem von der Gisholt Machine Co., Madison, Wis., vorgeführten Drehwerk mit stehender Achse.

Die Zwischengetriebe sind in der Mehrzahl Räderwerke mit parallelen Achsen, wie sie bei uns wohl am meisten durch die Drehbänke Bauart Ruppert, gebaut von der Maschinenfabrik Union vorm. Diehl, Chemnitz, weiteren Kreisen bekannt geworden sind[2]). Daneben kommt das Getriebe von Reeves vor, bei dem ein auf der Innenseite mit Holzstäben besetzter Riemen zwischen zwei Paaren von kegelförmigen Scheiben läuft; indem man die Entfernung der Scheiben auf ihren Achsen ändert, kann man die Geschwindigkeit regeln. Dieses Getriebe findet sich z. B. bei einer großen Revolverdrehbank von John Lang, Johnstown, England, und bei Drehbänken des Progrès Industriel. Die mit dem Reeves-Getriebe gemachten Erfahrungen lauten recht widersprechend.

Die Rädergetriebe zur Veränderung der Geschwindigkeit (gear boxes) sind vielfach besonders bei den amerikanischen Maschinen nicht etwa im Gestell verborgen, sondern von außen angeschraubt; denn erstens sind sie auf diese Weise leicht anzubringen, vor allem aber kann man ihre Herstellung in der Werkstatt Arbeitern anvertrauen, die darin besonders geübt sind; ferner kann man die Kasten mit den Räderwerken auf Vorrat anfertigen lassen und sie nach Bedarf dem Magazin entnehmen. Wieder ein packendes Beispiel für den Nutzen der Spezialisierung!

Zur Uebertragung vom Elektromotor auf die Antriebwelle sind mit Vorliebe Zahnketten, die von Renold[1]) und die von Morse[2]), benutzt. Riemen sieht man seltener, und wo sie verwendet sind, war meist die Anschauung maßgebend, daß ein elastisches Mittel notwendig sei, um Erschütterungen zu vermeiden, z. B. bei der Fräsmaschine mit stehender Spindel von Fetu-Defize. Um schließlich noch Unregelmäßigkeiten zu verhüten, die durch die Verbindungsstellen der Riemen hervorgerufen werden könnten, hat man bei Schleifmaschinen von Mayer & Schmidt und bei der Gewindefräsmaschine der Pratt & Whitney Co. den Riemen durch eine

Fig. 1.

Drehbank mit 12" Spitzenhöhe und 10" Spitzenweite von Armstrong, Whitworth & Co.

Fig. 2.

Revolverdrehbank der Pratt & Whitney Co., Hartford, Conn.

[1]) Die in der belgischen Gruppe verwendeten Motoren mit veränderlicher Umlaufzahl sind von den Ateliers Jaspar, Lüttich, die in der deutschen von der Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a/M., geliefert.

[2]) s. Z. 1904 S. 418.

[1]) Z. 1904 S. 86, 1742.

[2]) Z. 1904 S. 1742.

Anzahl von Lederschnüren mit versetzten Verbindungsstellen ersetzt.

Hinsichtlich der Aufstellung des Motors lassen manche Ausführungen zu wünschen übrig. Man hat ihn nämlich, um Platz zu sparen und dadurch einen der Vorzüge des elektrischen Antriebes recht augenfällig zu machen, an eine Stelle gebracht, wo er nicht hingehört. Fig. 3 zeigt eine Hobelmaschine der G. A. Gray Co., Cincinnati, O., bei der der Elektromotor den Seitenständern »aufgehalst« ist. Die Folge dieser hohen Aufstellung ist, daß das Gestell Erschütterungen erleidet, die man an der leerlaufenden Maschine deutlich fühlen kann. In unmittelbarer Nachbarschaft dieser Hobelmaschine steht eine Fräsmaschine der Cincinnati Milling Machine Co., Fig. 4, die als Beispiel für eine gute Anordnung des Motors dienen kann. Er ist hier unten auf einer angegossenen Platte befestigt, so daß seine Erschütterungen keine Schwingungen im Gestell der Maschine hervorrufen können.

Fig. 3.
Hobelmaschine der G. A. Gray Co., Cincinnati.

Von Einzelheiten fällt vielfach die vorzüglich durchgeführte Einkapselung der Räderwerke auf. Abgesehen von amerikanischen Ausführungen leistet die Société Anonyme du Phoenix, Gent, hierin Bemerkenswertes. Ferner ist das Bestreben zu beobachten, die Griffe so bequem wie möglich für den Arbeiter anzuordnen, ja, wenn nötig, für dieselbe Bewegung mehrere Griffe auf verschiedenen Seiten der Maschine anzubringen. Ein Beispiel bietet das Drehwerk mit stehender Achse von der Gisholt Machine Co., dessen Tisch von der rechten Seite der Maschine ebenso wie von der linken her ein- und ausgerückt werden kann. Diese Maschine zeigt auch, wie die Handhabung der Griffe dem Arbeiter dadurch erleichtert werden kann, daß man die Bewegungsrichtung des Griffes mit der jeweiligen Bewegungsrichtung des entsprechenden Maschinenteiles in Uebereinstimmung setzt. Trotz alledem stellen viele der modernen Werkzeugmaschinen mit ihren Räderwerken und zahlreichen Hebeln ein so verwickeltes Ganzes dar, daß man sich fragen muß, ob der Durchschnittsarbeiter imstande ist, von all den verschiedenen Geschwindigkeitsmöglichkeiten den richtigen Gebrauch zu machen. Man klagt, daß er es oft verabsäumt, bei Stufenscheiben den Riemen auf die jeweils erforderliche Scheibe zu legen, und sicher ist es ihm durch die Räderwerke leichter gemacht, mittels eines oder mehrerer Handgriffe die vorteilhafteste Geschwindigkeit einzustellen. Ob er aber, vor das Gewirr von Hebeln und Handrädern einer modernen Werkzeugmaschine gestellt, genügend Intelligenz besitzt, um die gebotenen Vorteile wahrzunehmen, erscheint zunächst fraglich. Jedenfalls wird es im allgemeinen einer sorgfältigen Schulung und scharfen Ueberwachung des Arbeiters bedürfen, um dieses Ziel zu erreichen.

Es wäre schließlich noch zu erwähnen, daß bei den meisten ausgestellten Maschinen selbsttätige Anhaltevorrichtungen, die nach getaner Arbeit die Maschine stillsetzen, sowie Verriegelungen zwischen zwei Mechanismen vorhanden sind, die verhindern, daß eine Bewegung die andre stört und etwa zum Bruch von Zahnrädern führt.

Im Anschluß an diese Beobachtungen allgemeiner Art soll ein Ueberblick über die ausgestellten Werkzeugmaschinen, soweit sie Neues oder Bemerkenswertes bieten, gegeben werden. Eine Würdigung der Einzelheiten bleibt einem besondern Fachbericht vorbehalten.

Fig. 4.
Fräsmaschine der Cincinnati Milling Machine Co.

Deutschland.

Collet & Engelhard, G. m. b. H., Offenbach a/M., sind mit einer reichen Auswahl vertreten. Darunter sind besonders beachtenswert: eine Kesselbohrmaschine, bei der die Spindel sich von selbst radial einstellt, und bei der mit Hülfe einer Schablone die Lochteilung festgelegt wird; ferner eine versetzbare Kranbohrmaschine mit allseitig drehbarem Kopf, bei welcher der Elektromotor als Gegengewicht für den Bohrkopf dient; sie soll mit einem dreipferdigen Motor Löcher bis zu 80 mm Dmr. bohren und Gewinde bis zu 3" Dmr. schneiden. Tatsächlich konnte ich mich durch einen Versuch davon überzeugen, daß beim Schneiden eines 3zölligen Gewindes in Gußeisen und bei 30 Uml./min der Spindel der Stromverbrauch zwischen 10 und 11,5 Amp bei 220 V schwankte. Schließlich ist eine fahrbare Maschine zum Aufbohren und Abschneiden von Stehbolzen hervorzuheben, deren Antriebmotor auf dem Drehgestell selbst angeordnet ist und auch dazu dient, die ganze, auf Rollen stehende Maschine zu verschieben. Neuerdings ist noch eine Gewindefräsmaschine aufgestellt worden, die besonders auf die Bedürfnisse deutscher Werkstätten, d. h. auf möglichst allgemeine Verwendbarkeit, zugeschnitten ist. Sie unterscheidet sich von der ebenfalls ausgestellten Gewindefräsmaschine der Pratt & Whitney Co. dadurch, daß die Bewegun-

gen des Fräsers und des Arbeitstückes von einem Antrieb abgeleitet sind und deshalb voneinander abhängen, und daß ferner die zu schneidende Spindel und nicht das Werkzeug die Längsverschiebung ausführt. Die letztere Anordnung in Verbindung mit einem Hülfseinspannkopf bietet den Vorteil, daß Spindeln von beliebiger Länge gefräst werden können. Der in der Ausstellung benutzte Fräser scheint eine zu enge Teilung zu haben, so daß die Späne sich anscheinend manchmal festklemmen und kleine Risse in den Gewindegrund bringen. Aber abgesehen von diesem geringfügigen Schönheitsfehler hatte eine 3gängige Spindel von 3/4" Gewindehöhe, 13,8 mm Gewindetiefe und 115 mm äußerem Durchmesser, die in der Ausstellung gefräst wurde, ein tadelloses Aussehen, was mit Rücksicht darauf, daß die Maschine die erste ihrer Art ist, eine sehr anerkennenswerte Leistung darstellt. Natürlich muß die Fräsmaschine noch durch eine Spezialschleifmaschine für die Fräser, wie sie die Pratt & Whitney Co. baut und ausgestellt hat, ergänzt werden, damit sie voll lebensfähig ist.

De Fries & Co. A.-G., Düsseldorf, erregen die Aufmerksamkeit vor allem durch eine Universal-Bohr- und Fräsmaschine mit liegender Spindel, deren Ständer die stattliche Höhe von rd. 5,5 m hat. Der Hauptschlitten, der sich in senkrechter Richtung an dem Ständer verschiebt, trägt den Motor von rd. 15 PS mit veränderlicher Umlaufzahl und eine Bedienungsplattform, von der aus alle Griffe leicht erreichbar sind. Eine Langloch-Fräsmaschine mit stehender Spindel zeichnet sich dadurch aus, daß der Fräser von vornherein bis zur gewünschten Tiefe vorgeschoben wird; am Ende seines Weges wird er selbsttätig angehalten. Ein Drehwerk mit stehender Achse ist auch zum Gewindeschneiden eingerichtet und ist so gebaut, daß es flach auf den Boden gestellt werden kann, wobei allerdings der Tisch etwas höher liegt als bei Ausführungen mit versenkter Spindellagerung; der Motor ist in geschickter Weise, wie übrigens auch bei andern ausgestellten Drehwerken, zwischen den Seitenwangen untergebracht. Freilich wäre es bequemer, wenn die Geschwindigkeiten von der Seite her verändert werden könnten, wie bei der bereits erwähnten Gisholt-Maschine, statt daß der Arbeiter dazu erst um die ganze Maschine herumgehen muß. Eine Drehbank zum Abdrehen von Kegelrädern arbeitet mit einem drehbaren Stichelhaus mit 4 Werkzeugen. Schließlich ist eine Stichelschleifmaschine nach Art der bekannten Ausführung der Gisholt Machine Co. zu nennen, die sich vor jener dadurch auszeichnet, daß nur zwei Einstellungen erforderlich sind, und daß der Trog feststeht, wenn der Stichel an der Schleifscheibe vorbei bewegt wird.

Ludwig Loewe & Co. A.-G., Berlin, haben sich auf wenige Maschinen beschränkt, und von diesen bietet nur eine Rundfräsmaschine etwas Neues. Durch ein von einer Kurvenscheibe gesteuertes Sellerssches Reibrädergetriebe wird nämlich die Umlaufzahl des Arbeitstückes so geregelt, daß die Schnittgeschwindigkeit stets gleich bleibt. Dadurch wird eine glattere Oberfläche erzielt.

Mayer & Schmidt, Offenbach, führen eine ganze Reihe von Neuerungen vor. Ihre Zylinderschleifmaschinen zeichnen sich durch vierfache Lagerung der Spindel und große Lagerflächen aus; sie haben eine Tiefeneinstellung mit selbsttätiger Auslösvorrichtung. Auf der Kurbelschleifmaschine der Firma können auch die Zapfen von Gegenkurbeln geschliffen werden, wobei eine Glocke, welche die Schleifscheibe trägt, über die Kurbel hinweggreift. Eine Kulissenschleifmaschine ist mit zwei Schraubstöcken zum Einspannen der Arbeitstücke ausgestattet, damit die Augen und der Schlitz der Kulisse auf derselben Maschine geschliffen werden können, ohne daß man sie umzuspannen braucht. Bei der ausgestellten Planschleifmaschine verschiebt sich die Schleifspindel parallel zu sich selbst, so daß die Schleifscheibe auf dem Arbeitstück eine Zickzackbahn beschreibt. Die Spiralbohrer-Schleifmaschine erlaubt, den Bohrer während des Ganges abzurücken, damit man die Spitze besehen kann; sie hat nur ein Futter für Bohrer von 8 bis 50 mm. Mehrere Schleifmaschinen dieser Firma haben, damit die Gleitflächen vor Schleifstaub geschützt sind, eine Abdeckung aus Wachstuch in der Weise, daß das eine Ende des Tuches am Spindelstock befestigt ist, während das andre um eine Rolle, die am Schlitten sitzt, gewickelt ist und durch eine Feder gespannt gehalten wird. Die gleiche Einrichtung, die übrigens bereits früher bei Landis-Schleifmaschinen benutzt worden ist, hat auch die

Naxos-Union, Frankfurt a/M., bei einer Schleifmaschine für Scherenblätter angewendet; diese Maschine arbeitet gleichzeitig mit zwei Schleifscheiben, deren Achsen winkelrecht zueinander stehen; die eine dient zum Vor-, die andre zum Fertigschleifen. Die Kulissenschleifmaschine dieser Firma hat eine bemerkenswerte Einrichtung zum Grob- und zum Feineinstellen der Exzentrizität der Schleifspindel.

Friedrich Schmaltz, Offenbach, führt neben seinen bekannten Konstruktionen[1]) als Neuerung eine Fräserschleifmaschine mit selbsttätiger Teilvorrichtung vor.

Die Kaltsägen von Gustav Wagner, Reutlingen, haben eine sogenannte Sicherheitsschaltung, durch welche der Vorschub selbsttätig ausgerückt wird, sobald das Sägenblatt zu hoch beansprucht ist, und zwar solange, bis die Säge sich freigeschnitten hat. Beachtenswert sind auch die ausgestellten Sägenblätter mit eingesetzten Zähnen; zwei ungehärtete Stahlscheiben haben radiale Einschnitte zur Aufnahme der Sägenzähne, und die Einschnitte beider Scheiben sind so gegeneinander versetzt, daß der in die eine Scheibe eingesetzte Zahn auf der andern befestigt werden kann.

Die Union vorm. Diehl, Chemnitz, ist mit einem Horizontal-Bohr- und Fräswerk mit feststehendem Ständer und nach zwei Richtungen verschiebbarem und außerdem drehbarem Tisch vertreten, das von einem Motor unter Einschaltung eines Räderkastens angetrieben wird. Die Maschine wird inmitten amerikanischer Maschinen von Alfred Schütte vorgeführt und zeigt in dieser Umgebung so recht, daß unser deutscher Werkzeugmaschinenbau dem amerikanischen durchaus ebenbürtig ist.

C. W. Hasenclever Söhne, Düsseldorf, stellen neben ihren bereits in dieser Zeitschrift eingehend beschriebenen stehenden Pressen mit Wechselschieber[2]) eine mit zwei wagerechten, hin und her bewegten Backen arbeitende Gewinde-Kaltwalzmaschine aus, die eine neue Einbringevorrichtung hat, und eine Stabeisenschere für Bolzenfabrikation, deren Anschlagvorrichtung eigenartig ist.

Bêché & Grohs, Hückeswagen, führen ihre bekannten Lufthämmer[3]) vor, die zum Teil mit elektrischem Antrieb versehen sind.

Endlich verdienen Wikschtröm & Bayer, Düsseldorf, wegen der Eigenart der von ihnen ausgestellten beiden Maschinen Erwähnung, obwohl dies keine Werkzeugmaschinen im eigentlichen Sinne sind. Es sind Maschinen zur Herstellung von Drahtstiften, die vollkommen selbsttätig arbeiten und die Stifte aus dem Draht ohne jeden Abfall — darin besteht das Neue — herstellen. Erreicht wird das Letztere durch eigenartige Messer, die zugleich die Rolle von Gesenken spielen, und die den Draht, bevor auf beiden Seiten Köpfe angestaucht werden, in der Mitte trennen. Für die Messer ist eine ebenfalls vorgeführte besondre Schleifmaschine konstruiert. Die kleinere der beiden Maschinen liefert in einer Minute 600 Stifte von 16 bis 25 mm Länge, die größere 350 Stück von 34 bis 90 mm Länge.

Vereinigte Staaten von Amerika.

Man hat wohl selten Gelegenheit, eine so stattliche und gut ausgewählte Anzahl amerikanischer Werkzeugmaschinen zugleich im Betrieb vorgeführt zu sehen wie hier. Sie stellen aber meist gangbare Arten vor, so daß die Ausbeute an Neuem verhältnismäßig gering ist.

Bei der Brown & Sharpe Mfg. Co., Providence, R. J., fällt eine Kegelräder-Fräsmaschine auf, die mit zwei Frässcheiben mit einzelnen zahnartigen Messern arbeitet; die Zähne beider Scheiben sind gegeneinander versetzt, und die Scheibenachsen sind so gegeneinander geneigt, daß die Scheiben dem Zahn eines Plankegelrades entsprechen. Die Scheiben

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 701.
[2]) Z. 1905 S. 14.
[3]) Z. 1898 S. 183.

sind verhältnismäßig groß, damit sich ihre Rundung auf dem Grunde der gefrästen Zähne nicht allzusehr bemerkbar macht. Das zu fräsende Rad wird nach dem Prinzip von Bilgram so bewegt, daß es sich auf dem gedachten Plankegelrad abwälzt. Die Maschine zeichnet sich gleich den übrigen Ausstellungsgegenständen der Firma durch sorgfältige Arbeit aus. Sie stellt sich aber so teuer, daß sie wohl keine allzu große Verbreitung finden dürfte.

Die selbsttätigen Drehbänke der Pratt & Whitney Co. sind bereits erwähnt worden, vergl. Fig. 2. Hinzuzufügen wäre, daß der zu bearbeitende Stab nicht mittels einer Zahnstange, sondern durch eine Gewindespindel vorgeschoben wird, daß der Abstechschlitten, wenn er nicht gebraucht wird, seitlich unter den vorstehenden Spindelkopf gestellt werden kann, und daß die Anschläge für den Drehkopfschlitten vorn liegen, damit sie vor Spänen geschützt sind. Auch die Kopier-Fräsmaschine derselben Firma ist zu erwähnen: sie hat auf dem wagerechten Querbalken zwei Achsenpaare, das eine zum Vorfräsen, das andre zum Schlichten.

Die Jones & Lamson Machine Co., Springfield, Verm., führt eine Revolverdrehbank vor, deren Spindelkasten ein Räderwerk zum Aendern der Geschwindigkeit enthält. Eigenartig ist, daß dieser Kasten zum Plandrehen winkelrecht zur Spindel verschoben werden kann. Bemängeln läßt sich, daß die Anschläge für den Drehkopf, anders als bei der Pratt & Whitney Co., den Spänen ausgesetzt sind.

Bei einer Hobelmaschine der Whitcomb Mfg. Co., Worcester, Mass., ist zu beachten, daß ein Riementrieb mit Spannrolle angewendet ist, um schnellaufende Zahnräder zu vermeiden. Eigenartig ist auch die Verriegelung des verschiebbaren Querbalkens an den Seitenständern.

Bei den selbsttätigen Bohrmaschinen der W. F. & John Barnes Co., Rockford, Ill., wird der Vorschub der Spindel ausgelöst, sobald die gewünschte Tiefe erreicht ist, und die Spindel kehrt alsdann rasch in ihre obere Stellung zurück. Es sind mehrere Spindeln nebeneinander gesetzt, und unter jeder kann ein Klemmfutter in eine Schlittenführung eingeschoben werden. Die Absicht ist, zu vermeiden, daß das Werkstück für jede Spindel besonders eingespannt werden muß. Ein Nachteil besteht darin, daß das verhältnismäßig große Gewicht der Spannfutter ihre Handhabung erschwert.

Eine Kegelräder-Hobelmaschine der Gleason Machine Works Co., Rochester, N. Y., arbeitet, soweit es sich von außen erkennen läßt, in ähnlicher Weise wie die bereits erwähnte Maschine der Brown & Sharpe Mfg. Co.; nur besteht das Werkzeug aus zwei gegenläufig arbeitenden Hobelstählen.

Die Cleveland Automatic Machine Co., Cleveland, O., hat eine ihrer bekannten Konstruktionen ausgestellt, die bei recht beträchtlichen Abmessungen mit einem Magazin ausgerüstet ist.

Die Schleifbank der Landis Tool Co., Waynesboro, Pa., ist dadurch bemerkenswert, daß der Geschwindigkeitswechsel im Spindelkasten untergebracht ist.

Die Hendey Machine Co., Torrington, Conn., führt ihren Schlitzfräser mit hin- und hergehendem Werkzeug vor, der in dieser Zeitschrift schon veröffentlicht ist[1]), aber, soweit meine Kenntnis reicht, bisher auf keiner Ausstellung vertreten war. Es erscheint fraglich, ob in einer Werkstatt hinreichend Arbeit für diese Maschine vorhanden ist, um ihren Ankauf zu rechtfertigen. Sie wird in den meisten Fällen durch eine Stoßmaschine ersetzt werden können, und diese ist jedenfalls einer allgemeineren Anwendung fähig.

Bei einem Drehwerk mit stehender Spindel, gebaut von der Bullard Machine Tool Co., Bridgeport, Conn., fallen die bequeme Anordnung eines langen Hebels zum Verändern der Tischgeschwindigkeit und die Ausführung des seitlichen Schlittens auf.

Die Potter & Johnston Machine Co., Pautawket, R. I., stellt eine selbsttätige Revolverdrehbank von außergewöhnlichen Abmessungen aus, die Automatic Machine Co., Bridgeport, Conn., eine selbsttätige Drehbank zum gleichzeitigen Drehen und Hinterdrehen von Gewindebohrern.

[1]) Z. 1905 S. 752.

England.

Die Ausstellung von Armstrong, Whitworth & Co., Manchester, ist bereits eingangs erwähnt worden. Es handelt sich ausschließlich um sehr schwere Maschinen, wie sie vermutlich bei der Geschützfabrikation dieser Firma Anwendung finden; sie erregen durch ihre Leistungsfähigkeit, freilich auch durch ihren Kraftbedarf einiges Aufsehen: hat doch die eine Drehbank von 18" Spitzenhöhe einen 60pferdigen, die andre von 12" Spitzenhöhe einen 50pferdigen Motor. Auf der Ausstellung arbeitete die größere Drehbank mit 18 m/min Schnittgeschwindigkeit, 22 mm Spantiefe und 6,5 mm Vorschub auf Gußstahl und verbrauchte dabei rd. 22 PS. Es sind ferner zwei Bohrmaschinen vorhanden, von denen die größere von 70 mm Spindeldurchmesser einen 30pferdigen Motor hat. Die kleinere von 50 mm Spindeldurchmesser bohrte Löcher von 19 mm Dmr. bei 510 mm/min Vorschub und 630 Uml./min der Spindel und verbrauchte dabei rd. 3 PS; der Motor kann bis zu 15 PS leisten. Die Form dieser Bohrmaschinen erscheint ein wenig veraltet. Endlich ist eine Fräsmaschine mit wagerechter Spindel zu beachten, die bei 33 bis 100 Uml./min der Spindel mit Schnittgeschwindigkeiten von 15,5 bis 46,6 m/min arbeitet; der Motor, dessen Geschwindigkeit wie bei allen übrigen Maschinen regelbar ist, leistet normal 40 PS. Die Werkzeuge sind aus dem ebenfalls ausgestellten Schnelldrehstahl der Firma hergestellt.

Alfred Herbert Ltd., Coventry, ist durch seine Revolverdrehbänke bekannt. Viel Neues bietet seine Ausstellung nicht, und es fällt auf, daß die meisten seiner Maschinen Transmissionsantrieb haben. Hervorzuheben wäre eine Fräsmaschine mit stehender Spindel, bei welcher der Fräser unten durch einen am Ständer befestigten Arm gestützt wird. Ein kleiner Uebelstand beruht darin, daß der Arm nur in zwei Stellungen mit Schrauben zu befestigen ist, statt daß man ihn beliebig auf- und niederstellen könnte.

Belgien.

Von den belgischen Ausstellern ist am meisten die Société Anonyme du Phoenix, Gent, beachtenswert, deren Maschinen von einem amerikanischen Ingenieur Geo. Richards konstruiert sind. Schönheit der Formen, wohlgelungene Einkapselungen und saubere Ausführung sind ihre hervorstechendsten Merkmale. Besonders genannt sei ein Drehwerk mit stehender Spindel für Stücke bis zu 760 mm Dmr. mit einem seitlich von der Planscheibenachse angeordneten Ständer. Alle Handgriffe liegen auf der rechten Seite der Maschine. Der Motor steht hinten auf einer angegossenen Platte; auf seiner Achse sitzt ein kleines Zahnrad, das in ein Rad mit Innenverzahnung eingreift, wodurch große Uebersetzung erzielt und die Verzahnung geschützt wird. Dagegen ist der seitlich angeordnete Anlasser den Spänen zu sehr ausgesetzt. Bei einer Feilmaschine ist auf dem Hauptschlitten winkelrecht zu dessen Bahn eine zweite Schlittenführung angebracht, auf der sich der Werkzeugkopf bewegen kann. Man kann also mit der Maschine nach zwei Richtungen hin arbeiten. Eigenartig ist auch eine Keilnutenfräsmaschine für die Benutzung von Keilen, die aus gezogenen Stahlstäben abgeschnitten werden. Der Fräser wird selbsttätig ausgerückt, sobald die verlangte Länge der Nut erreicht ist, und es ist eine Freude, zu sehen, wie genau die Keile in die Nuten passen.

Die Société Anonyme Le Progrès Industriel, Brüssel, ist bereits durch ihre Drehbänke bekannt[1]). Sie stellt neben einigen schon früher in dieser Zeitschrift beschriebenen und gut durchdachten Ausführungen eine Anzahl von Bänken mit elektrischem Antrieb und Reeves-Getriebe aus, die durch ihren hohen Aufbau — der Motor steht auf dem Spindelkasten — nicht gerade den besten Eindruck machen. Dem Vernehmen nach fällt das aber nicht dem Konstrukteur zur Last, sondern den eigenartigen Anforderungen der Bestellerin, des belgischen Staates.

Von den Maschinen der Société Anonyme Fetu-Defize, Lüttich, ist eine Horizontal-Bohr- und Fräsmaschine

[1]) s. Z. 1903 S. 1504.

zu nennen, die durch ihr glattes Aussehen auffällt. Bei einer Fräsmaschine mit stehender Spindel läßt die Uebertragung der Bewegung mittels eines Riemens, der von der unten liegenden wagerechten Antriebwelle über zwei Leitrollen zur senkrechten Spindel geführt ist, zu wünschen übrig.

Weit besser erscheint die Uebertragung von der wagerechten Antriebwelle auf die senkrechte Spindel bei einer Fräsmaschine der Société Anonyme de Constructions Mécaniques de Longdoz, Lüttich, wo eine im Innern des Ständers verborgene schräge Welle mit Kegelräderpaaren an den Enden verwendet ist. Hier ist ferner ähnlich wie bei Alfred Herbert der Fräser am unteren Ende nochmals gelagert, und zwar mittels einer zur Hälfte offenen Glocke, die am unteren Spindellager befestigt ist und den Fräser umfaßt. Eine Radreifendrehbank ist mit einer Vorrichtung zum Abdrehen der Kurbelzapfen eingerichtet. Zu diesem Zweck werden die Planscheiben verriegelt, und durch Ausschnitte in den Scheiben werden Arme vorgeschoben, welche die kreisenden Stichelköpfe tragen. Schließlich soll noch auf eine Kranbohrmaschine mit zwei Spindeln, die in drei Ebenen drehbar sind, hingewiesen werden.

Die Ateliers H. Despaignes, Brüssel, stellen Schmiedemaschinen aus, von denen eine Warm-Gewindewalze wegen ihrer guten Einkapselungen beachtenswert ist. Welcher Vorteil jedoch darin beruhen soll, daß die Walzen den Bolzen am Ende fassen und nach der Mitte, also in die Walzen hinein, ziehen, statt umgekehrt, wie es z. B. bei den Maschinen von C. W. Hasenclever Söhne[1]) der Fall ist, bleibt unverständlich.

Frankreich.

Beachtenswert sind wohl nur die Schmiedemaschinen von Le Blanc et Fils, Paris, und eine Drehbank von A. Vautier & Cie., Maubeuge, deren Spindelkasten als Räderkasten zum Wechseln der Geschwindigkeit ausgebildet ist.

Oesterreich

ist auf dem Gebiet der Werkzeugmaschinen nur durch den Vulkan, Wien, vertreten, der eine Hobelmaschine mit elektromagnetischer Kupplung ausgestellt hat.

[1]) Z. 1905 S. 14.

Die Anlagen der Hamburgischen Elektrizitätswerke.

Von Direktor **Max Rupprecht**, Hamburg.

(Fortsetzung von S. 1385)

III. Kraftwerk Barmbeck.

Das Kraftwerk Barmbeck wurde in den Jahren 1898/99 in dem Stadtteil gleichen Namens, an der Osterbeckstraße, Ecke Flotowstraße, gegenüber dem zweiten städtischen Gaswerk errichtet und in seinem baulichen Teil sogleich für die höchste Leistung hergestellt. Die Anlage soll im vollen Ausbau umfassen:

24 Dampfkessel von je 250 qm Heizfläche,
3 Dampfdynamos von je 1000 bis 1200 PS,
3 » » » 2000 » 2500 »,
4 Gradierwerke,
1 Kohlenschuppen für rd. 5000 bis 6000 t.

In maschineller und elektrischer Hinsicht wurde das Kraftwerk vorläufig bis zu $^1/_3$ seiner Leistungfähigkeit ausgebaut.

Aus Fig. 15 und 16 geht die Anordnung der einzelnen Gebäude hervor. Mit Rücksicht auf den unzuverlässigen Baugrund wurden umfangreiche Rammungen vorgenommen und die Mauern und Fundamente auf einem noch unter Niedrig-Grundwasser liegenden Pfahlrost aufgeführt.

Das Maschinenhaus liegt mit seiner Längsfront an der Flotowstraße und hat 58 m Länge, 19 m Breite und 12,9 m Höhe. Ein elektrisch betriebener Laufkran von 20 t Tragfähigkeit, erbaut von der Duisburger Maschinenbau-A.-G.

Fig. 16. Kraftwerk Barmbeck. Querschnitt.

vorm. Bechem & Keetman, Duisburg, bestreicht den ganzen Raum. Für Licht und Luft ist in reichlichem Maße gesorgt.

Anstoßend an das Maschinenhaus, hat das Kesselhaus die gleiche Länge wie dieses und eine Breite von 27,1 m. Das Kesselhaus ist leicht, licht und luftig gebaut und so groß, daß zwischen den einzelnen Kesselgruppen sehr reichliche Bedienungsgänge frei bleiben.

Fig. 15. Kraftwerk Barmbeck. Grundriß.

Am Fußende von Maschinen- und Kesselhaus liegt, quer zu diesen, der Kohlenschuppen.

Neben dem Kesselhaus, an dem Grove-Kanal, sind die vier Gradierwerke angeordnet, von denen bis jetzt eines errichtet ist. Vor dem Kohlenschuppen liegt an der Wasserseite die Kohlenförderanlage.

Am Kopfende des Maschinenhauses steht die Schaltanlage; daran reiht sich ein 3 m breiter Schaltraum, der, wie in der Poststraße, als feuersicherer Schacht bis über das Dach geführt ist. An diesen stößt das Akkumulatorengebäude, das in vier Stockwerken die Betriebsbatterien aufnimmt. An das Kopfende des Kesselhauses schließt sich das Werkstättengebäude, das auch die Leuteräume, Bureaus, Bäder usw. enthält. An das Akkumulatorengebäude endlich reiht sich das Magazingebäude und an dieses das Vorderhaus an, welches Beamtenwohnungen enthält.

Maschineller Teil.

Die Kohlen werden, wie bereits angedeutet, auf dem Wasserwege zugeführt, und zwar werden sie in Schuten über die Alster nach dem Osterbeckkanal gebracht, an dessen einem Seitenarm, dem Grove-Kanal, das Werk liegt.

Mittels eines elektrisch betriebenen Drehkranes, der vom Eisenwerk A.-G. (vorm. Nagel & Kaemp), Hamburg, geliefert ist, wird die Kohle in Hängewagen aus der Schute gehoben; der Hängewagen wird auf einer Laufschiene vor dem Schuppen abgesetzt und von einer registrierenden Wage gewogen; dann läuft er auf der etwas geneigten Bahn in den Schuppen, entleert sich an gewünschter Stelle durch Kippen und kehrt in einer Wendekurve und auf einer weiteren geneigten Bahn, die zu der ersten parallel verläuft, zum Ausgangspunkt zurück, wo er vom Kran gefaßt und zum Wiederfüllen in die Schute gesenkt wird.

Derartige Förderbahnen sind 6 vorhanden, und der Kran ist elektrisch verfahrbar, damit er jede der sechs Bahnen bedienen kann. Mit dieser Einrichtung können am Tage bei 10stündiger Arbeitszeit rd. 150 t Kohlen gelöscht werden.

Ansichten der Kohlenförderanlage, die von H. C. E. Eggers, Hamburg, geliefert worden ist, geben Fig. 17 und 18.

Aus dem Schuppen werden die Kohlen ebenso wie im Kraftwerk Zollvereinsniederlage von einem Mann mit Wagen über eine selbsttätige Wägevorrichtung (von C. Schenck, Darmstadt) vor die Kessel gefahren und unmittelbar aus dem Wagen verfeuert. Schlacke und Asche werden auf dieselbe Weise wie im Kraftwerk Zollvereinsniederlage abgefahren.

An Kesseln sind jetzt 8 Stück vorhanden, die in zwei Gruppen zu je 4 Stück in gemeinsamer Ummauerung zu beiden Seiten des Kesselhauses angeordnet sind. Sie sind von E. Berninghaus, Duisburg, geliefert, haben 250 qm Heizfläche und sind, wie überall bei den Hamburgischen Elektrizitätswerken, Doppelkessel; der Unterkessel ist ein Zweiflammrohrkessel mit Galloway-Stutzen und gewöhnlicher Planrostfeuerung, der Oberkessel ein Heizrohrkessel; beide sind durch zwei Verbindungsstutzen (die neueren Kessel haben nur ein Verbindungsrohr, während der Oberkessel daneben noch auf einer Rolle gelagert ist) miteinander verbunden.

Die Heizgase der Kessel fallen in die beiden Rauchkanäle ab, die im Keller hinter den Kesseln an den Längswänden des Gebäudes verlaufen und je in einen Schornstein münden, der bei einer Höhe von 50 m oben 2,75 m lichte Weite hat. Diese, sowie auch alle übrigen Schornsteine der Hamburgischen Elektrizitätswerke sind von der früheren Firma Körbitz & Henning, Hamburg, erbaut worden.

Am andern Ende sind die beiden Rauchkanäle wieder durch einen Querkanal verbunden.

Die Kesselspeisepumpen sind zwischen den beiden Schornsteinen angeordnet; von den sechs Worthington-Dampfpumpen sind bis jetzt drei aufgestellt.

Das Speisewasser wird der Warmwasser-Gradierwerkleitung entnommen und in Koksfiltern von groben Unreinigkeiten und Oel befreit; von den Filtern fällt es in gemauerte Behälter unter den Speisepumpen, und durch eine von ihnen wird es in zwei eiserne, mit Kupfer ausgeschlagene Behälter gehoben, die über den Pumpen aufgestellt sind; dort wird es mit Heizschlangen durch den Abdampf

der Pumpen bis auf 65° C vorgewärmt. Aus diesen Behältern fällt das Wasser den Kesselspeisepumpen zu.

Ueber den einzelnen Kesselgruppen lagern Dampfsammler, die mit den entsprechenden Leitungen ein Ringsystem bilden.

Die Frischdampfleitungen sind wie alle übrigen Dampfleitungen bestens isoliert und entwässert. Alle ölfreien Kondensationswässer werden in einem Behälter im Maschinenhauskeller gesammelt; hat der Wasserstand darin eine gewisse Höhe erreicht, so wird mittels Schwimmers das Dampfanlaßventil zweier kleiner Dampfpumpen geöffnet, die das Wasser in den Speisewasserbehälter heben. Wenn ein tiefster Wasserstand erreicht ist, werden die Pumpen durch den Schwimmer wieder abgestellt.

Die Dampfmaschinenanlage umfaßt vorerst drei stehende Dreifach-Expansionsmaschinen von 1000 bis 1200 PS, geliefert von der Firma F. Schichau, Elbing. Die Maschinen sind von derselben Konstruktion wie die sechste und siebente Maschine des Kraftwerkes Zollvereinsniederlage, nur mit dem Unterschiede, daß in Barmbeck jede Maschine ihren eigenen Einspritzkondensator besitzt. Ein Umschalthahn am Kondensator ermöglicht, die Maschine im Notfalle mittels einer Hülfseinspritzung anzulassen.

Die Dampfmaschinen sind in solcher Höhenlage aufgestellt, daß das von den Luftpumpen aus dem Kondensator gesaugte Warmwasser unmittelbar auf das Gradierwerk fließt, während das gekühlte Wasser aus den Gradierwerkbehältern durch einen eiförmigen Kanal nach den Einspritzbehältern zwischen den Maschinenfundamenten abströmt, von wo es dem Kondensator durch das Saugrohr zugeführt wird; die Pumpe hat also lediglich Saugarbeit zu verrichten. Trotz der großen Saughöhe von rd. 6 m (ohne Berücksichtigung der Reibungsverluste) hat sich die Einrichtung bewährt.

Fig. 17 und 18.

Kohlenförderanlage im Kraftwerk Barmbeck.

Von den Gradierwerken ist bis jetzt eines aufgestellt, das von der Firma Balcke & Co. in Bochum geliefert und für eine stündliche Kühlwassermenge von 600 cbm bestimmt ist.

Durch eine elektrisch angetriebene Pumpe (Kapselpumpe von Jäger) kann frisches Wasser aus dem Grove-Kanal dem Gradierwerkwasser zugesetzt werden, um den Verlust durch Verdunstung zu ersetzen. Die Pumpe kann ferner zum Entleeren sämtlicher Behälter und Kanäle und endlich zum Füllen eines im Speisepumpenraume zu oberst aufgestellten Frischwasserbehälters verwendet werden. Aus letzterem wird auch das Wasser für die Hülfseinspritzung entnommen.

Jede Dampfmaschine ist mit einer Nebenschlußdynamo, Type AF 800 für 800 KW Leistung, gekuppelt und mit zwei Schwungrädern ausgestattet; der Ungleichförmigkeitsgrad beträgt $\frac{1}{200}$.

Die Regulatoren der Dampfmaschinen sind derart verstellbar, daß die Maschine mit 100 oder mit 60 Uml./min laufen kann; letztere Umlaufzahl war, wie bei der Beschreibung des elektrischen Teiles näher erläutert werden wird, für die ersten Jahre des Betriebes nötig, um Strom von 250 V zu erzeugen, während bei normaler Umlaufzahl von 100 in der Minute die Spannung an den Dynamos 600 V beträgt.

Elektrischer Teil.

Jede der drei von der Elektrizitäts-A.-G. vorm. Schuckert & Co. gelieferten Dynamos ist für eine Spannung von 600 V gebaut, leistet 800 KW und kann auf Bahn- oder Lichtschiene geschaltet werden.

Da das Lichtnetz des vom Kraftwerk selbst versorgten Gebietes in den ersten Betriebsjahren noch klein und auch die von hier mit Strom versorgte Unterstation Uhlenhorst noch schwach belastet war, so war beiderseits die Einrichtung

der teilweisen Transformierung noch nicht nötig, sondern es ließ sich der Betrieb noch mit Hülfe einer Zusatzmaschine unmittelbar mit Maschinenstrom von 220 V führen. Zu dem Behufe konnte jede Dynamo anstatt mit 100 auch mit 60 Uml.-min betrieben werden, so daß sie niedrig gespannten Strom lieferte. Der Hauptspeisepunkt Eilbeck (1904 Unterstation) wurde wie ein Speisepunkt des eigenen Netzes behandelt. 1903 wurde in Barmbeck und Unterstation Uhlenhorst die teilweise Transformierung eingerichtet. Im Sommer 1904

Straßenbahn liegt, im Notfall unterstützen zu können. Natürlich kann auch jene Station nach hier Strom liefern.

Die im Schema verzeichnete vierte Gleichstromdynamo wird im laufenden Jahr in Betrieb kommen; sie wird 1750 KW leisten, mit einer Dampfmaschine von 2000 bis 2500 PS gekuppelt werden und auf Bahn und Licht schaltbar sein.

Die im Hauptentwurf vorgesehenen beiden letzten großen Dampfmaschinen werden jedenfalls durch drei große Dampfturbinen ersetzt werden, die mit Drehstromgeneratoren von

Fig. 19. Schaltungsschema des Kraftwerkes Barmbeck.

Anl	Anlasser
S	Sicherung
Z	Zähler
NR	Nebenschlußregulator
W	Widerstand
MA	Magnetausschalter
Sh	Shunt
Str	Strommesser
Str U	Strommesser-Umschalter
Sp	Spannungsmesser
NSp	Netzspannungsmesser
LSp	Ladespannungsmesser
VSp	Vergleichspannungsmesser
Sp U	Spannungsmesser-Umschalter
NSp U	Netzspannungsmesser-Umschalter
SpS	Spannungssicherung
HA	Hebelausschalter
HU	Hebelumschalter
TU	Topfumschalter
SStA	selbsttätiger Starkstromausschalter
SSt u. RA	selbsttätiger Stark- und Rückstromausschalter
GR	gemeinsame Regulierung
ER	Erregungsregulator
Oel Sch	Oelausschalter
a S	ausschaltbare Sicherung
Sy R	Synchronismus-Rose
Sy V	Synchronismus-Voltmesser
Ma Sp	Maschinenspannungsmesser
Sa Sch Sp	Sammelschienen-Spannungsmesser
LZ	Leistungszeiger
Str Tr	Stromtransformator
Dr Tr	Drehstrom-Spannungstransformator
CU u. A	kombinierter Um- und Ausschalter
Sch	Schaltstück
KE	Kabelendverschluß

kam auch die Unterstation Eilbeck, sogleich mit der teilweisen Transformierung, in Betrieb; die Maschinen in Barmbeck arbeiten nunmehr nur noch mit 100 Umläufen, erzeugen also nur Strom von 600 V Spannung. Fig. 19 stellt das Schema der Anlage dar. Daraus geht hervor, daß jede der drei Maschinen, außer auf Bahn und auf Licht, auch auf die schon früher erwähnte Verbindung mit dem Kraftwerk Zollvereinsniederlage arbeiten kann, um die letztere Station, auf der immer noch das Schwergewicht der Stromlieferung für

rd. 2000 KW verbunden werden sollen; diese sind im Schema bereits punktiert angegeben.

Mit Drehstrom soll später die Unterstation Eppendorf (die ebenfalls in diesem Jahr in Betrieb kommt) betrieben werden; sie wird für die ersten Jahre jedoch nur mit teilweiser Transformierung ausgestattet und soll Gleichstrom von 600 V von Barmbeck erhalten.

Die Schaltanlage besteht wieder aus einem oberen Teil, dessen Bühne durch Treppen zugänglich ist, und einem un-

teren Teil. Oben sind die Apparate für die Stromerzeugung und für die Batterie, unten diejenigen für die Stromverteilung untergebracht.

Die Schaltwand besteht aus weißem Marmor auf Eisengerüsten und ist mit einer Eichenholzumrahmung in reicher Ausführung versehen.

Im Keller unter der Schaltwand sind die Maschinensicherungen und die Blitzschutzvorrichtungen für die Straßenbahn-Speiseleitungen montiert.

Dem Maschinenhauskeller ist wieder ein Kabelkeller vorgelagert; die Leitungen von der Dynamo zur Schaltwand bestehen aus blankem Rundkupfer.

Fig. 20.

Kraftwerk Barmbeck. Akkumulatorenraum.

Die drei Sätze für die teilweise Transformierung sind auf der Kesselhausseite des Maschinenhauses aufgestellt und mit der Hauptschaltwand durch blanke Rundkupferleitungen verbunden, die auf Konsolen an der Maschinenhauswand verlegt sind.

Das von hier gespeiste Bahnnetz umfaßt vorerst 6 Speiseleitungen und 5 Rückleitkabel. Wie schon früher erwähnt, hat dieses Kraftwerk vorläufig keine Pufferbatterie, genießt aber durch die Verbindungsleitung mit dem Kraftwerk Zollvereinsniederlage die Unterstützung der dortigen Bahnbatterie für den Früh- und den Spätdienst der Straßenbahn.

Als Lichtbatterie sind 144 Zellen der Tudor-Type aufgestellt; ihre Kapazität beträgt 4536 Amp-st bei dreistündiger Entladung, wenn sich der größte Entladestrom auf 1512 Amp beläuft. Fig. 20 zeigt einen Blick in einen Akkumulatorenraum.

Der für dieses Jahr vorgesehenen Erweiterung um eine Gleichstromdynamo entsprechend, wird der maschinelle Teil der Anlage um vier Kessel, ein Gradierwerk und eine Dampfmaschine für 2000 bis 2500 PS vergrößert.

IV. Kraftwerk an der Bille.

Der stark anwachsende Stromverbrauch in den Stadtteilen Hammerbrook und St. Georg machte es nötig, durch Errichtung eines vierten großen Kraftwerkes im Südosten

Fig. 22.

Kraftwerk an der Bille.

Querschnitt.

Fig. 21.

Kraftwerk an der Bille.

Grundriß.

der Stadt das Kraftwerk Zollvereinsniederlage zu entlasten, dessen Fernleitungskabel nach St. Georg an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt waren.

So wurde 1900/01 das Kraftwerk an der Bille errichtet, dessen unmittelbares Lichtstromnetz sich fast über den ganzen Hammerbrook erstreckt, und das auch von nun an die Speisung der Unterstation St. Georg mit Gleichstrom von 600 V Spannung übernahm. Die Zollvereinsniederlage bildet nunmehr nur noch die Reserve für St. Georg.

Ferner war außer der Lieferung von Straßenbahnstrom auch eine Versorgung des nördlichen Freihafengebietes mit Strom für Licht und Kraft sowie eine Ausdehnung des Lichtnetzes nach Rothenburgsort ins Auge gefaßt.

Das Kraftwerk kam Frühjahr 1901 mit drei Gleichstromdynamos von je 1750 KW in Betrieb.

Schon eingangs habe ich erwähnt, daß das Kraftwerk in den Jahren 1901 und 1902 durch Schaffung einer Drehstromanlage erweitert wurde. Es wurde Drehstrom von 5000 V Spannung bei 100 Polwechseln nach der Unterstation Pferdemarkt geschickt, die 1901 zur Entlastung des Kraftwerkes Poststraße in der inneren Stadt errichtet und im Herbst jenes Jahres in Betrieb gekommen war.

Die verhältnismäßig schwache Belastung dieser Unterstation im Jahre 1901 hätte die Aufstellung einer 2500 pferdigen Drehstrom-Dampfdynamo an der Bille noch nicht gerechtfertigt erscheinen lassen, zumal als Reserve sogleich ein zweiter ebenso großer Maschinensatz hätte aufgestellt werden müssen. So wurde im Kraftwerk an der Bille 1901 eine provisorische Umformeranlage, die auf dem Platz der späteren sechsten Maschine errichtet wurde, in Betrieb genommen. Von den Gleichstrom-Sammelschienen (600 V) der Hauptschaltwand wurden zwei Gleichstrommotoren von je rd. 800 PS angetrieben, die mit je einer Drehstrommaschine von rd. 600 KW auf einer Welle sitzen. Der durch letztere erzeugte Drehstrom von 5000 V und 100 Polwechseln in der Sekunde wurde den drei Hochspannungs-Fernleitungskabeln über eine provisorische Schaltanlage zugeführt. Die Fernleitungskabel haben je 3×70 qmm Querschnitt und führen nach der rd. 3,6 km entfernten Unterstation Pferdemarkt.

Als in den Jahren 1902 und 1903 die Dampfmaschinen IV und V montiert und die damit gekuppelten Drehstromgeneratoren der Type WRd 1650 sowie auch die endgültige Drehstromschaltanlage fertig waren, konnten die beiden Drehstromschaltanlagen durch die Maschinenkabel einer späteren Drehstrommaschine verbunden und die drei Fernleitungskabel von den Hauptmaschinen gespeist werden. Die provisorischen Motorgeneratoren konnten nun umgekehrt mit Drehstrom angetrieben werden und Gleichstrom an die Hauptsammelschienen abgeben; es erwies sich diese Umformeranlage als ein recht gutes Mittel zur wirtschaftlichen Betriebsführung, indem man mit möglichst wenigen Kesseln auskam und die Dampfmaschinen vorteilhaft ausnutzen konnte.

Als 1903 auch die zweite Unterstation der inneren Stadt, Großneumarkt, in Betrieb kam, führte man die drei Fernleitungen an die Haupt-Drehstromanlage. Durch diese drei Kabel werden beide Unterstationen betreiben; sie sind in der Unterstation Pferdemarkt an Sammelschienen angeschlossen, von denen die eigene Station abzweigt, und mit denen die beiden Kabel von je 3×70 qmm nach Großneumarkt verbunden sind.

Anstatt der sechsten Maschine sollen in der nächsten Zeit zwei Dampfturbinen, die mit je einem Drehstromgenerator gekuppelt sind, aufgestellt werden.

Nach diesen einleitenden Worten sei eine kurze Beschreibung des Werkes gegeben.

Wenn sich schon in Barmbeck der Baugrund als unsicher erwiesen hatte, so war in dem Marschland an der Bille, das vornehmlich angeschwemmtes Gebiet ist, eine vorsorgliche und umfangreiche Pfahlgründung erst recht am Platze.

Die Gebäude und Fundamente ruhen auf etwa 4000 Pfählen, jeder der beiden Schornsteine auf 110.

Fig. 21 und 22 geben Querschnitt und Grundriß des Werkes.

Das mit seiner Hauptfront an der Campestraße gelegene Maschinenhaus hat 63,88 m Länge, 21,38 m Breite und 12,4 m Höhe; es wird durch einen elektrisch angetriebenen Laufkran von 26 t Tragfähigkeit, erbaut vom Eisenwerk A.-G. (vorm. Nagel & Kaemp), Hamburg, bestrichen. Sein Licht erhält es durch reichlich große Seitenfenster.

Parallel zum Maschinenhaus liegt das 74,88 m lange und 18,7 m breite Kesselhaus, an das sich der Kohlenschuppen anschließt, der bei einer Länge von 134 m, einer Breite von 19 m und einer Kohlenschütthöhe von rd. 5,3 m 12 000 bis 14 000 t Kohlen faßt; sollte einmal durch irgend eine Ursache die Kohlenzufuhr aufhören, so könnte der Betrieb aller vier Kraftwerke bei ihrem jetzigen Umfang etwa 3 Monate hindurch aus diesem Lager gedeckt werden.

Am Kopfende des Maschinenhauses liegt die Schaltanlage, deren rückwärtiger Teil, ebenso wie in Barmbeck und Poststraße, als feuersicherer Schacht bis über das Dach geführt ist.

An den Schaltraum schließt sich das Akkumulatorengebäude und an dieses die Magazinräume und das Wohnhaus an.

An das Kesselhaus stößt ein Gebäude, das einen Raum für die Zusatzdynamo der Pufferbatterie, Werkstätten, Bureau, Maschinenmeisterzimmer, Bade- und Waschräume, Leutezimmer usw. enthält.

Zwischen den beiden Schornsteinen sind die Speisepumpen und Wasserfilter sowie die Behälter angeordnet.

In der Verlängerung des Maschinenhauses stehen die Gradierwerke; es sind deren sechs in Aussicht genommen, wovon bislang vier aufgestellt sind. Zwischen den Gradierwerken befindet sich das Pumpenhaus.

Dem Kohlenschuppen vorgelagert ist die Kohlenförderanlage. Die Kohle wird auf der Bille in Schuten angefahren.

Eine unmittelbare Benutzung des Wassers der Bille zu Kondensationszwecken war vom Hamburger Staat untersagt worden.

Maschineller Teil.

Das Werk ist baulich sogleich für die volle Leistungsfähigkeit angelegt worden; diese umfaßt:

30 Kessel von 250 qm Heizfläche,
2 besonders geheizte Ueberhitzer,
3 Dampfdynamos von je 2000 bis 2500 PS für Gleichstrom,
2 desgl. für Drehstrom,
2 Turbodynamos von 2000 bis 2500 PS für Drehstrom,
1 Akkumulatorenbatterie von 378 KW für 3 Stunden für Licht,
1 desgl. von 1254 KW für 1 Stunde für Bahnbetrieb,
6 Gradierwerke für 500 bis 700 cbm/st Wasser.

Hiervon sind bis jetzt angelegt: 18 Kessel, 5 Dampfdynamos, beide Akkumulatorenbatterien, 4 Gradierwerke sowie alle Neben- und Hülfseinrichtungen.

Fig. 23.

Kraftwerk an der Bille. Kesselhaus.

Die Kohlen werden aus den Schuten durch einen elektrisch betriebenen Drehkran von 5 t Tragfähigkeit, der von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, Zweiganstalt Gustavsburg, geliefert ist, in Wagen von rd. 700 kg Kohleninhalt gehoben und diese Wagen auf einer Plattform am Kohlenschuppen auf eine Drehscheibe abgesetzt; jede der drei Drehscheiben gestattet, den Wagen auf eines von zwei Schmalspurgleisen zu schieben, die in der ganzen Länge des Kohlenschuppens verlaufen. In den Schuppen wird der Wagen von einem Mann geschoben; dieser kippt ihn an gewünschter Stelle zur Entleerung. Der leere Wagen wird auf demselben Gleis oder über Drehscheiben und Quergleise im Kohlenschuppen auf einem andern Gleis nach der Plattform zurückgebracht; die Menge der in den Schuppen beförderten Kohlen wird durch Wägung bestimmt.

Die Kohlen werden ebenso wie in den andern Kraftwerken durch Wagen nach dem Kesselhaus, Fig. 23, befördert und vor dem Verlassen des Schuppens selbsttätig gewogen.

Von den aufgestellten 18 Zweiflammrohr-Röhrenkesseln von 250 qm Heizfläche sind 14 Stück von E. Berninghaus.

Duisburg, die übrigen vier von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg geliefert worden.

Je vier Kessel (bis auf 2) sind in einer Gruppe vermauert. Ueber jeder Gruppe liegt ein Dampfsammler; diese stehen untereinander in Verbindung, indem sie ein Ringsystem bilden. Alle Dampfabsperrventile sind vom Flur des Kesselhauses durch Ketten zu bedienen.

Die Anlage der Rauchkanäle ist dieselbe wie in Barmbeck. Die beiden Schornsteine haben 55 m Höhe und 3,2 m obere lichte Weite.

Das Kesselspeisewasser wird der Warmwasserleitung des Gradierwerkes oder den betreffenden Behältern entnommen und durch Holzwollfilter von Oel und groben Unreinigkeiten befreit.

Die stehenden Dreifach-Expansionsmaschinen von je 2000 bis 2500 PS$_e$ Leistung, erbaut von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, Werk Nürnberg, haben folgende Hauptabmessungen:

Dmr. des H.-D.-Zyl.	775	mm
» » M.-D.-Zyl.	1240	»
» » N.-D.-Zyl.	1800	»
gemeinsamer Hub .	1100	»
Uml./min . . .	100	
Eintrittsspannung .	10	at

Die Grundplatte der Maschine ist dreiteilig und die gekröpfte Hauptwelle sechsmal gelagert. Die Zylinder, von denen der Hochdruckzylinder zwischen Mittel- und Niederdruckzylinder liegt, werden von 3 kräftigen Ständern nebst Strebesäulen getragen. Hoch- und Mitteldruckzylinder haben eingesetzte Laufflächen und sind mit Dampfmänteln versehen, die mit Frischdampf geheizt werden.

Der Hochdruckzylinder ist mit freifallender Ventilsteuerung, Mittel- und Niederdruckzylinder mit zwangläufiger Corliss-Steuerung ausgerüstet.

Die Maschinen sind für selbsttätige Zentralschmierung eingerichtet; sie haben Einspritzkondensatoren und je zwei Luftpumpen, die durch Balanziers von den Kreuzköpfen der Mittel- und Niederdruck-Kolbenstangen angetrieben werden.

Fig. 24.

Kraftwerk an der Bille. Andrehvorrichtung an einer Drehstrommaschine.

Fig. 25.

Kraftwerk an der Bille. Pumpenraum.

Die Welle für die Ventilsteuerung des Hochdruckzylinders wird durch Schraubenräder von der Hauptwelle aus, die Corliss-Hähne werden durch Exzenter bewegt. Ein Federregulator wirkt auf den Auslösemechanismus der Hochdrucksteuerung.

Um gleichmäßigen Gang zu erzielen, sind die drei ersten Dampfmaschinen je mit zwei Schwungrädern ausgestattet, die ihnen einen Ungleichförmigkeitsgrad von 1/200 erteilen. Mit diesen ersten drei Maschinen ist je eine Gleichstrommaschine von 1750 KW gekuppelt.

Die beiden letzten Dampfmaschinen sind unmittelbar mit je einer Drehstrommaschine von 1650 KW bei induktionsfreier Belastung gekuppelt. Bei diesen Maschinensätzen hat man die erforderlichen Schwungmassen in das Magnetrad der Dynamos gelegt, dessen Abmessungen so gewählt sind, daß dem System ein Ungleichförmigkeitsgrad von 1/300 erteilt wird.

Für das Anfahren der Dampfmaschinen werden elektrisch angetriebene Andrehvorrichtungen verwendet, die auf den gezahnten Innenkranz eines Schwungrades bezw. des Magnetrades wirken. Fig. 24 stellt die Andrehvorrichtung an einer Drehstrommaschine dar. Sobald die Dampfmaschine zu laufen beginnt, das gezahnte Schwungrad also nicht mehr getrieben wird, sondern treibt, wird das Ritzel des Andrehwerkes selbsttätig außer Eingriff gesetzt.

Das warme Wasser wird aus dem Kondensator durch die beiden Pumpen in zwei Ausgußkanäle gefördert, die zu beiden Seiten der Dampfmaschinenfundamente liegen, sich außerhalb des Gebäudes vereinigen und zum Pumpenhaus zwischen den Gradierwerken führen. Durch

elektrisch angetriebene Zentrifugalpumpen wird das warme Wasser auf die Gradierwerke gehoben, durch diese gekühlt und in einem Kanal, der mit sämtlichen Gradierwerkbehältern in Verbindung steht, den Einspritzwasserbehältern zwischen den Maschinenfundamenten wieder zugeführt. Die Pumpenanlage ist derart eingerichtet, daß sich, entsprechend dem steigenden Wasserspiegel im Ausgußkanal, die Zentrifugalpumpen durch Einwirkung von Schwimmern auf elektrische Schalteinrichtungen selbsttätig einschalten und umgekehrt, bei einem entsprechend tiefen Wasserstand, wieder selbsttätig abschalten.

Von solchen selbsttätigen Pumpen sind drei vorhanden, deren Schwimmer auf verschiedene Wasserstandhöhen eingestellt sind; eine vierte Pumpe ist nur von Hand ab- und zuzuschalten. Bei schwachem Betrieb genügt diese letzte Pumpe allein, um das Ausgußwasser auf die Gradierwerke zu fördern.

Beim Zuschalten weiterer Dampfmaschinen stellen sich die selbsttätig wirkenden Pumpen an und ab, arbeiten also absatzweise, so daß stets nur ein Mindestmaß von elektrischer Kraft zu ihrem Betrieb nötig ist.

Außer diesen vier Gradierwerkpumpen (die im vollen Ausbau um zwei vermehrt werden können) stehen im Pumpenhause noch zwei Umlaufpumpen, die von Elektromotoren angetrieben werden; diese schaffen kaltes Wasser aus dem mit der Bille in Verbindung zu setzenden Frischwasserbehälter in den Hülfs-Einspritzbehälter im Speisepumpenraum, dienen ferner zum Ersetzen des durch Verdunsten verloren gegangenen Kondensationswassers, sowie endlich zum Lenzen aller Behälter und Kanäle.

Fig. 25 zeigt das Innere des Pumpenhauses.

(Fortsetzung folgt.)

Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

Von Dr.-Ing. Otto Berner, München.

(Fortsetzung von S. 1392)

IX. Nachträgliche Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes (sogenannte Zwischenüberhitzung).

Der Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes wurde man aus zwei Gründen näher geführt. Man fürchtete sich ursprünglich vor sehr starker Ueberhitzung im Hochdruckzylinder und wollte durch Verteilung der Ueberhitzungswärme auf mehrere Zylinder die angeblichen Gefahren für den ersten Zylinder vermeiden. Später, als man die praktisch mögliche Grenze der Dampftemperatur im ersten Zylinder erreicht hatte, die weitere Zufuhr von Ueberhitzungswärme in ihm also ausgeschlossen war, versuchte man, durch nochmalige Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes in der Wärmeausnutzung noch höher zu kommen. Es laufen hier also betriebstechnische und wirtschaftliche Rücksichten durcheinander.

Die ersteren kommen heute nur noch bei älteren Maschinen in Betracht. Bei neuen Maschinen für starke Ueberhitzung geht man im Hochdruckzylinder stets möglichst hoch, was, wie die folgenden Ausführungen über den wirtschaftlichen Wert der Zwischenüberhitzung noch zeigen sollen, durchaus richtig ist.

Die Niederschlagverluste für gesättigten Dampf verteilen sich bei Mehrzylindermaschinen nicht in gleicher Weise auf die einzelnen Zylinder. Sie sind vielmehr für gleiches Temperaturgefälle im ersten Zylinder am größten. Der Unterschied ist so groß, daß beispielsweise bei der Zweizylindermaschine der Verlust für den Niederdruckzylinder trotz des wesentlich größeren Temperaturgefälles bei mittleren Leistungen meist kleiner ausfällt. Es ist hier gerade wie bei der Mantelheizung; der Niederdruckzylinder hat vor dem Hochdruckzylinder nichts voraus. Im Gegenteil, bei Versuchen an einer und derselben Corliss-Maschine in den Werken von Schneider & Co. in Creusot hat sich die Ersparnis durch Mantelheizung für Hochspannungs-Auspuffbetrieb (7,7 kg/qcm abs.) über viermal größer ergeben als bei Niederdruck-Kondensationsbetrieb (3,5 kg/qcm abs.). Die Wirkung der Dampfüberhitzung dürfte an diesem Verhältnis nicht viel ändern. Wirtschaftlich am meisten nachteilig ist aber der Umstand, daß man die Arbeitsverluste im Niederdruckzylinder durch Ueberhitzungswärme beschränken muß, die bei wesentlich niedrigeren Temperaturen zugeführt wird als die Ueberhitzungswärme für den Hochdruckdampf. Man hat schon versucht, den Nutzen der Zwischenüberhitzung durch Versuche mit Niederdruckbetrieb an Einzylindermaschinen klarzustellen. Beispielsweise hat Doerfel in Z. 1899 S. 1518 für diese Verhältnisse wesentliche Ersparnisse nachgewiesen und daraus einen erheblichen Vorteil bei der Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes gefolgert. Es ist aber nicht das Gleiche, ob die Wirkung der dem Niederdruckdampf zugeführten Ueberhitzungswärme auf die Wärmeausnutzung der Niederdruckmaschine allein oder auf die gesamte Wärmeausnutzung einer mit einer Hochdruckmaschine zusammenarbeitenden Niederdruckmaschine bezogen wird. In dem letzteren Fall ist rein theoretisch schon eine ganz beträchtliche Ueberhitzungswärme nötig, damit für diese nur die Wärmeausnutzung des Hochdruck-Sattdampfes erreicht wird. Lehrreich ist in dieser Beziehung der Vergleich der in Zahlentafel 20 zusammengestellten Versuche. Bei der allein arbeitenden Niederdruckmaschine erhöht sich die Wärmeausnutzung durch Steigerung der Eintrittstemperatur von 53 auf 106° C um beinahe 12 vH; bei der Verbindung von Hoch- und Niederdruckmaschine ist eine ähnliche Ueberhitzung des Niederdruckdampfes nicht

Zahlentafel 20.

Maschine	Hochdruckzylinder (Ueberhitzer)		Niederdruckzylinder			Dampfverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st	Ersparnis durch Ueberhitzung des Niederdruckdampfes	Versuchsleiter und Quelle
	Spannung	Temperatur	Spannung	Temperatur	Ueberhitzung				
	kg/qcm abs.	°C	kg/qcm abs.	°C	°C	kg	WE	vH	
Niederdruckmaschine allein	—	—	1,803	169	**52,5**	11,95	7971	—	Doerfel, Z. 1899 S. 1518
Dmr. 452 $\left(\frac{70}{70}\right)$, Hub 900	—	—	1,800	222	**105,7**	10,16	7037	**11,7**	
Hoch- und Niederdruckmaschine zusammen	12,28	358,2	1,6	167,0	**54,3**	4,806	3588	—	M. F. Gutermuth, Z. 1896 S. 1390
H.-D.-Zyl.-Dmr. 270 + 270, N.-D.- » 500 } Hub 450	12,27	338,0	2,2	234,7	**112,1**	4,730	3621	**— 1,1**	

Zahlentafel 21.

Einfluß der Behälterheizung auf Dampf- und Wärmeverbrauch bei gesättigtem bezw. ganz schwach überhitztem Dampf nach Versuchen von Barrus.

Bezeichnung der Maschine		liegende Verbundmaschine (Bauart Greene)		Tandem-Corliss-Maschine		Corliss-Verbundmaschine	
Zyl.-Dmr.	mm	660 u. 1270		457 u. 1016		406 u. 1016	
Hub	»	1523		1219		1219	
Mantelheizung		ohne Dampfmäntel		ohne Dampfmäntel		ohne Mantelheizung	
Zylinderverhältnis		1 : 3,64		1 : 5		1 : 6,29	
Heizfläche der Behälterheizröhren	qm	—		7		51	
Versuch Nr.		1	2	3	4	5	6
Behälterheizung		ohne Heizung	mit Heizung	ohne Heizung	mit Heizung	ohne Heizung	mit Heizung
Uml./min		76,7	77	73	73,2	80,1	80,2
Dampfspannung vor der Maschine	kg/qcm abs.	9,55	9,75	11,2	11,25	13,09	13,11
Ueberhitzung (über die Sättigungstemperatur)	°C	7,2	6,7	gesättigt	gesättigt	21,1	23,0
Behälterspannung	kg/qcm abs.	1,71	1,81	2,03	2,3	1,93	1,94
Füllungsgrad { H.-D.-Zyl.	vH	0,31	0,294	0,357	0,306	0,285	0,278
Füllungsgrad { N.-D.-Zyl.	»	0,326	0,326	0,349	0,301	0,248	0,281
indizierte Leistung { H.-D.-Zyl.	PS_i	564.8	562,7	321,9	271,6	307,7	277,0
indizierte Leistung { N.-D.-Zyl.	»	508,5	544	302,2	330,3	267,1	296
indizierte Leistung { im ganzen	»	1073,3	1106,7	624,1	601,9	574,8	573,0
Leistungsunterschied von H.-D.-Zyl. und N.-D.-Zyl.	»	56,3	18.7	19,7	— 5,8	40,6	— 19,0
Mehrleistung des N.-D.-Zyl. durch die Behälterheizung { in PS_i	»	—	37,6	—	78,4	—	59,6
Mehrleistung des N.-D.-Zyl. durch die Behälterheizung { vH der Gesamtleistung	vH	—	3,5	—	12,8	—	10,6
Niederschlagwasser in den Heizröhren in vH des Dampfverbrauches	»	—	4	—	8,7	—	10,3
Dampfverbrauch für 1 PS_i-st: einschließlich des Niederschlagwassers in den Heizröhren	kg	6,33	6,36	6,05	6,05	5,05	5,02
abzüglich » » » »	»	6,33	6,11	6,05	5,52	5,05	4,50
Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st: bezogen auf Speisewasser von 0° C	WE	4203	4222	4009	4009	3409	3392
bezogen auf Speisewasser von 50° C unter Ausnutzung der Flüssigkeitswärme des Niederschlagwassers	»	3904	3872	3706	3633	3157	3012
Wärmeersparnis durch die Behälterheizung bei Ausnutzung der Flüssigkeitswärme des Niederschlagwassers	vH	—	0,82	—	1,98	—	4,6
spez. Dampfmenge zu Beginn der Expansion { H.-D.-Zyl.		0,843	0,809	0,818	0,727	0,886	0,891
spez. Dampfmenge zu Beginn der Expansion { N.-D.-Zyl.		0,737	0,765	0,726	0,740	0,715	0,905

einmal in der Lage, eine gleichwertige Wirkung wie 20° C Ueberhitzung des Hochdruckdampfes zu erzielen.

Man erkennt daraus, daß die dem Hochdruckdampfe zugeführte Ueberhitzungswärme nicht bloß theoretisch, sondern auch in Wirklichkeit viel besser ausgenutzt wird als die Ueberhitzungswärme, die dem Aufnehmerdampf zugeführt wird. Die Zwischenüberhitzung hat deshalb nur dann Berechtigung, wenn man im ersten Zylinder mit der Ueberhitzung bereits an die zulässige Grenze gegangen ist. Diese kann bei Maschinen verschiedener Bauart sehr verschieden sein. Je höher aber die Dampftemperatur schon im ersten Zylinder ist, um so schwieriger ist es naturgemäß, durch Zwischenüberhitzung noch merkbare Vorteile zu erreichen. Für ältere Maschinen, bei denen man im ersten Zylinder selten über 220 bis 250° C gehen kann, ist deshalb noch am ehesten ein Nutzen zu erwarten. Daß er aber selbst unter diesen günstigen Umständen nicht sehr groß sein kann, zeigen schon die wenigen bis jetzt mit Zwischenüberhitzung vorliegenden Versuche.

Bekanntlich hatte man auch bei gesättigtem Dampf durch Heizung des Behälters mit Kesseldampf die Wärmeausnutzung zu steigern versucht. **Weighton** hat im Ingenieurlaboratorium des Durham College of Science in Newcastle on Tyne eine größere Zahl Versuche über diesen Gegenstand durchgeführt. Das in Fig. 23 graphisch dargestellte Ergebnis zeigt, daß die spezifische Dampfmenge mit Behälterheizung zwar größer, der Dampfverbrauch für 1 PS_e-st aber gleichfalls größer ist. Die Versuche von Barrus in Zahlentafel 21, die sich ebenfalls auf gesättigten oder doch nur schwach überhitzten Dampf beziehen, haben ein ähnliches Ergebnis geliefert. Sie betreffen drei Maschinen von 600 bis 1000 PS_i. Bei allen dreien war der Dampfverbrauch mit Heizung etwa der gleiche wie ohne solche. Die Heizung selbst erforderte namentlich bei zwei Maschinen ziemlich viel Dampf, so daß tatsächlich unter Abrechnung bezw. Ausnutzung der Flüssigkeitswärme des Heizungswassers Wärmeersparnisse von 1 bis über 4 vH vorhanden waren. Mit andern Worten: der Nutzen der Be-

Fig. 23.

Einfluß der Behälterheizung auf den Dampfverbrauch und die spezifische Dampfmenge bei gesättigtem Dampf nach Versuchen von Weighton.

H.-D.-Zyl. 177,8 mm Dmr., N.-D.-Zyl. 393,7 mm Dmr., Hub 457,2 mm.

spezifische Dampfmenge in vH zu Beginn der Expans. im ND-Zyl
Dampfverbrauch für 1 PS_e in kg
Dampfverbrauch
spezifische Dampfmenge
mit Behälterheizung
ohne " " " "
Nutzleistung in PS_e

hälterheizung ist etwa gerade so groß wie der Wärmeverlust, der durch das unausgenutzte Heizungswasser entsteht. Aber selbst wenn das Niederschlagwasser wieder in den

Zahlentafel 22.

Versuche an Zweizylinder-Kondensationsmaschinen mit nachträglicher Ueber-

a) Zwischenüberhitzung durch Rauchgase.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Nr.	Bezeichnung der Maschine	Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	Hub mm	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit m/sk	Dampfspannung vor dem Hochdruckzylinder kg/qcm abs.	Sättigungstemperatur vor dem Hochdruckzylinder °C	Dampftemperatur vor dem Hochdruckzylinder °C	Ueberhitzungswärme des Hochdruckdampfes für 1 kg WE	Gesamtwärme des Hochdruckdampfes für 1 kg WE	Dampfspannung im Behälter kg/qcm abs.	Sättigungstemperatur der Behälterspannung °C	Dampftemperatur vor dem Behälter °C	Dampftemperatur vor dem Niederdruckzylinder °C	nachträglich zugeführte Ueberhitzungswärme für 1 kg WE	gesamte Ueberhitzungswärme in 1 kg Dampf WE
93	Dreizylinder-Corliss-Maschine der Spinnerei E. Vaucher & Co., Mülhausen i. E.	560 800 1150	1370	—	—	12,31	188,1	211,4	11,2	675,1	1,72	114,9	(114,9)	236	58,1	69,3
94	Verbund-Schmidt-Motor von F. Schöller jr., Burg Gretesch bei Osnabrück	{ 270 { 270 500	450	139,43	2,091	(12,27)	187,9	338,0	72,1	736,4	2,2	122,6	172,7	234,7	29,8	101,9

b) Zwischenüberhitzung durch Frischdampf.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Nr.	Bezeichnung der Maschine	Zylinderdurchmesser (Kolbenstangendurchmesser) mm	Hub mm	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit m/sk	Dampfspannung vor dem Behälter kg/qcm abs.	Sättigungstemperatur vor dem Behälter °C	Dampftemperatur vor dem Behälter °C	gesamte Ueberhitzungswärme in 1 kg Dampf WE	Gesamtwärme in 1 kg Dampf WE	Dampftemperatur vor dem Hochdruckzylinder °C	Dampftemperatur hinter dem Hochdruckzylinder °C	Dampftemperatur vor dem Niederdruckzylinder °C	Ueberhitzungswärme des Hochdruckdampfes in 1 kg WE
95	Ventilmaschine der Baumwollspinnerei H. de Lisen, Schlan	725 (120/120) 1200 (120/120)	1200	74,2	2,968	8,0	169,5	282	54,0	712,2	207	104	164	18,0
96	Schiebermaschine der Entwässerungsanlage Middelpolder	410 650	400	124,2	1,656	(10,8)	181,8	(364)	87,5	749,4	292	111	183	52,9
97	Ventilmaschine der Weberei Krusche & Ender, Pabianice	431 (90/0) 700 (90/75)	800	108	2,88	10,6	181,4	383	96,8	759,8	352	—	190	81,9
98	Ventilmaschine der Papierfabrik Schäuffelen, Heilbronn	551,8 (145/9) 921,1 (145/145)	1100	85,9	3,146	11,8	186,2	(365)	85,8	749,1	344	—	—	75,7
99	Zwilling-Tandem-maschine der Weberei Krusche & Ender, Pabianice	540 (125/0) 898,5 (125/125)	800	107,6	2,872	10,2	179,7	367	89,9	751,2	349	—	—	81,3
100	Ventil-Corliss-Maschine der Brantham Works der Britischen Hylonite Company, Manning-tree	370,8 609,4	710,9	140	3,317	10,42	180,7	391,6	101,2	762,8	290	—	—	52,5
101				140	3,317	10,49	181,0	390,0	100,3	762,0	310	—	—	61,9
102				140,5	3,328	10,77	182,1	405,0	107,0	769,0	317,2	—	—	64,8

Kessel zurückgepumpt wird, ist der Nutzen nicht immer sehr groß. Bemerkenswert ist noch die Mehrleistung des Niederdruckzylinders durch die Heizung, die bis zu 13 vH der Gesamtleistung beträgt.

In neuerer Zeit hat sich allerdings Marks wieder sehr für die Behälterheizung ausgesprochen[1]), und zwar auf Grund von Versuchen an einer größeren Zahl von Maschinen zwischen 700 und 2300 PS_i. Durch sie wurde die Wirkung der hintereinandergeschalteten Hochdruckmantel- und Behälterheizung gleichzeitig festgestellt. Dabei gelangte man unter anderm zu folgenden Ergebnissen:

Maschine	1	2	3
Leistung (bei Vollbelastung)	2000	1050	2250 PS_i
Ueberhitzung an der Maschine	gesättigt	5	45° C
Ersparnis durch Hochdruck- und Behälterheizung . .	1,3	7,0	3,0 vH

Es ist merkwürdig, daß die Ersparnis bei der schwachen Ueberhitzung von nur 5° C ganz wesentlich höher sein sollte

[1]) The Engineer 1904 S. 29.

hitzung des Aufnehmerdampfes.

18	19	20	21	22	23	24	25
Gesamtwärme in 1 kg Dampf	Indizierte Leistung	Speisewasserverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeersparnis durch die Zwischenüberhitzung	Mantelheizung	Versuchsleiter und Quelle	Bemerkungen
WE	PSi	kg	WE	vH			
733,2	727,2	5,09	3733,5	1,61	Mäntel geheizt	Meunier, Z. 1898 S. 131	Mitteldruckzylinder war bei dem Versuche ausgeschaltet
766,25	120,6	4,73	3624	— 1,07	ohne Mantelheizung	Gutermuth, Z. 1896 S. 1393	Dinglersche Bauart mit um 90° versetzten Zylindern

16	17	18	19	20	21	22
dem Niederdruckdampf zugeführte Ueberhitzungswärme	Indizierte Leistung	Speisewasserverbrauch für 1 PSi-st	Wärmeverbrauch für 1 PSi-st	Mantelheizung	Versuchsleiter und Quelle	Bemerkungen
WE	PSi	kg	WE			
28,8	ca. 540	5,3	3880	Mäntel geheizt	Doerfel, Z. 1899 S. 1524	Maschine schwach belastet
34,6	186,7	4,67	(3500)	—	Ewing	Temperatur vor dem Behälter ist nicht gemessen, nur geschätzt
—	327	4,30	3267	—	Erxleben	—
—	618,5	4,23	(3169)	—	Württembergischer Dampfk.-Rev.-Ver.	Temperatur vor dem Behälter ist nicht gemessen, nur geschätzt
—	1045	4,07	3058	—	Schlüter	—
—	316,3	4,195	3200	—	Ewing	—
—	242,3	4.025	3067	—		
—	177,4	4,27	3284	—		

als bei Sattdampf. 7 vH Ersparnis durch Mantel- und Behälterheizung sind bei 1000 PS-Maschinen sonst wohl nirgends festgestellt worden. Man muß also die Ergebnisse mit Vorsicht aufnehmen.

Die eigentlichen Versuche mit Zwischenüberhitzung sind in Zahlentafel 22 zusammengestellt worden. Es ist dabei unterschieden zwischen Maschinen, bei denen der Aufnehmerdampf durch einen besondern Ueberhitzer unmittelbar, und solchen, bei denen er durch Frischdampf überhitzt wird. Nur bei den ersteren konnte die Wärmeersparnis infolge der nachträglichen Ueberhitzung berechnet werden. Sie betrug bei der Maschine mit der niedrigen Anfangsüberhitzung (Nr. 93) 1,6 vH. Dabei war der Mitteldruckzylinder mit Zwischenüberhitzung ausgeschaltet, so daß für ganz gleiche Verhältnisse ein etwas höherer Gewinn zu erwarten ist. Dagegen war bei der Maschine mit starker Anfangsüberhitzung (Nr. 94) ein Vorteil nicht vorhanden, obwohl auch hier noch eine kleine Ersparnis möglich ist, da die Dampftemperatur im Hochdruckzylinder mit Zwischenüberhitzung um etwa 20° C niedriger war. Schon nach diesen wenigen Versuchen ist es sehr wahrscheinlich, daß der Vorteil für Maschinen mit starker Anfangsüberhitzung praktisch kaum in Betracht kommt.

An den Maschinen mit Frischdampfüberhitzung (Zahlentafel 22b) sind Versuche mit Ausschaltung des Zwischenüberhitzers nicht vorhanden. Sie müssen deshalb nach ihrem absoluten Wärmeverbrauch beurteilt werden, was natürlich erheblich schwieriger und anderseits weniger zuverlässig ist. Zu diesem Zweck sind die Versuche 95 bis 102 in Fig. 4 (S. 1109) eingezeichnet worden. Man erkennt, daß diese Maschinen (abgesehen von 95) so ziemlich am meisten Ueberhitzungswärme (Dampftemperaturen von über 400° C) verarbeiten. Trotzdem unterschreiten sie die Wärmeverbrauchsgrenze nicht, die gute Zweizylindermaschinen ohne Zwischenüberhitzung schon für 350° C erreichen. Wenn auch die Gesetzmäßigkeit, wie sie durch Fig. 4 zum Ausdruck kommt, wegen der noch geringen Anzahl Versuche nicht als sicher gelten kann, so ist doch die Uebereinstimmung des jetzigen Ergebnisses mit den obigen Versuchen auffallend.

In neuester Zeit hat die Maschinenfabrik R. Wolf in Magdeburg ihre Verbundlokomobilen mit zweifacher Ueberhitzung ausgestattet[1]). Die Versuche an diesen Maschinen haben gleichfalls gezeigt, daß die Ueberhitzungswärme für den Niederdruckdampf wesentlich schlechter ausgenutzt wird als die Gesamtwärme des Hochdruckdampfes. Für die praktische Bewertung der Zwischenüberhitzung ist das aber in diesem Sonderfalle belanglos, weil die Niederdrucküberhitzungswärme aus Abgasen gewonnen wird, deren Wärme sonst verloren ginge. Man darf also hier ausnahmsweise für die Wärmeausnutzung nur den Wärmewert des Hochdruckdampfes in Betracht ziehen. Natürlich ist von diesem Standpunkt aus die Zwischenüberhitzung immer vorteilhaft.

Es erübrigt nur noch, darauf hinzuweisen, daß die Wärmeersparnis der Maschine, von der hier ja allein die Rede ist, zur Kohlenersparnis am Kessel bei der Rauchgasüberhitzung in andrer Beziehung steht als bei der Frischdampfüberhitzung. Bei der letzteren sind nämlich bei der Berechnung des Wärmeverbrauches die Wärmeverluste im Zwischenüberhitzer schon berücksichtigt, bei der ersteren dagegen nicht. Der Vorteil der Zwischenüberhitzung wird deshalb bei Rauchgasüberhitzung stets zu groß erscheinen, wenn man die Betrachtung auf die Maschine beschränkt.

Die Rauchgasüberhitzung ist überhaupt dort nicht zu empfehlen, wo der Zwischenüberhitzer mit eigener Feuerung ausgerüstet werden muß. Nur wenn, wie bei Lokomobilen, Kessel und Maschine in nächster Nähe liegen, ist die Rauchgas- der Frischdampfüberhitzung überlegen, namentlich wenn es gelingt, Rauchgaswärme zur Dampfüberhitzung zu verwenden, die sonst nutzlos in den Schornstein geht. Man darf also beispielsweise bei Lokomobilen den Wert der Zwischenüberhitzung nicht bloß nach der Wärmeersparnis der Maschine beurteilen, sondern muß auch noch die Erhöhung des Kesselwirkungsgrades in Betracht ziehen. Wenn nur in einer dieser beiden Beziehungen ein entsprechender Nutzen vorliegt, ist ihre Anwendung gerechtfertigt. Bei gewöhnlichen ortfesten Maschinen kann nach den heutigen Erfahrungen, wenn überhaupt, nur die Frischdampfüberhitzung in Betracht kommen.

X. Der Zustand und das Verhalten des Dampfes im Zylinder.

Das wirkliche Verhalten des Dampfes im Zylinder ist schon bei gesättigtem Dampf sehr zusammengesetzter Natur. Beim Uebergang zu überhitztem Dampf hatte man ursprüng-

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1147.

Zahlentafel 23.

Dampftemperatur und Ueberhitzung zur Erzielung trocken gesättigten Dampfes bei Beginn der Expansion, für verschiedene Füllungsgrade, Spannungen, Größenverhältnisse und Anwendungsformen der Maschine.

(Nach Versuchen von Doerfel, Ripper, Schröter und des Bayrischen Revisions-Vereines.)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Bezeichnung der Maschine	Versuch Nr.	Leistung PSᵢ	Füllung im Hochdruckzylinder vH	Spannung kg/qcm abs.	Dampftemperatur °C	Ueberhitzung (über die Sättigungstemperatur) °C	spez. Dampfmenge zu Beginn der Expansion vH	untersucht von
Einzylindermaschinen	Zwilling, einfach wirkender Auspuff, ohne Mantel, $\frac{180 + 180}{300}$	1 2 3	14,64 17,98 20,02	19,6 26,2 34,7	9,38 9,34 9,10	329 322 296	153 146 121	100,5 98,2 100,3	Ripper, Proc. Inst. Civ. Eng. CXXVIII 1897 S. 60
	Niederdruck, Kondensation, mit Mantel, $\frac{452}{900}$	4	46,45	47,5	2,03	245	125,0	101,1	Doerfel, Z. 1899 S. 1518
Zweizylindermaschinen	Wolfsche Lokomobile, Zylinder im Dampfdom, $\frac{240 + 450}{480}$	5 6	152,2 118,4	40 29	13,0 13,0	340 323	149,4 132,4	105,0 95,5	Eberle, Z. bayer. Rev.-Ver. 1902 S. 41
	Mantel an beiden Zyl., $\frac{610 + 1025}{1300}$	7 8	1099,56 807,45	38,8 21,6	10,62 10,19	285,0 278,2	104,6 98,5	98,1 103,0	Schröter, Z. 1902 S. 1803
	liegend, Mantel- und Deckelheizung an beiden Zylindern, $\frac{325 + 560}{850}$	9	220,3	18,7	10,16	263,9	84,3	100,9	Schröter, Z. 1903 S. 1281
	Mantel am H.-D.-Zyl. $\frac{551{,}2 + 850{,}5}{1000}$	10	380,7	25,4	8,17	257	86,7	102,6	Doerfel, Z. 1899 S. 1559
Dreizylindermaschinen	stehend, Mantel am H.-D.-Zyl. $\frac{600 + 950 + 1350}{900}$	11	621 23	(rd. 32)	(9,75)	259,7	77,7	(rd 100,8)	Doerfel, Z. 1899 S. 1560
	dreifache Expansion in 4 Zylindern; ohne Mantel an Zyl. II, $\frac{700 + 1100 + 2 \times 1150}{1600}$	12	1042,42	49,3	6,93	215,6	52,0	98,1	Schröter, Z. 1896 S. 249

lich geglaubt, der Klarstellung dieses Gegenstandes leichter beizukommen. Diese Annahme hat sich aus zwei Gründen nicht bestätigt. Zu den einflußnehmenden Umständen tritt nämlich als neuer und wichtigster die Dampftemperatur mit ihrem praktisch sehr großen Ausdehnungsgebiet. Auch ist es nicht ausgeschlossen, daß unter bestimmten Umständen Wasser, gesättigter und überhitzter Dampf gleichzeitig im Zylinder vorhanden sind. Die Vorgänge können also mit Ueberhitzung noch verwickelter sein als ohne sie. Es sind schon ziemlich starke Ueberhitzungen nötig, wenn die Zylinderwandtemperatur nur 200° C erreichen soll. Deshalb ist es nur bei sehr hohen Dampftemperaturen möglich und wahrscheinlich, das Wasser ganz aus dem Zylinder fernzuhalten. Zuverlässiges weiß man hierüber noch nicht, weil man über die Gleichförmigkeit des Dampfgemisches und über den Temperaturverlauf des Dampfes im Zylinder noch keinen Anhalt besitzt. Rechnerisch läßt sich dieser Frage nicht beikommen, weil alle Rechnungen eben unter der Annahme der Gleichförmigkeit des Dampfgemisches durchgeführt werden. Der absolute Wert dieser Rechnungen ist deshalb noch nicht über allen Zweifel erhaben, wennschon die bis jetzt vorliegenden Untersuchungen der Temperaturverteilung des Dampfes über den Rohrquerschnitt bei gewöhnlichen Dampfrohrleitungen vermuten lassen, daß der Fehler für stark überhitzten Dampf nicht groß sein kann.

Die Gesetzmäßigkeit für den mittleren Dampfzustand läßt sich aber rechnerisch genau ermitteln und besitzt zweifellos auch dann einen gewissen Wert, wenn das Dampfgemisch nicht sehr gleichmäßig sein sollte, beispielsweise für die Bestimmung der spezifischen Dampfmenge an verschiedenen Stellen des Hubes.

Eigentlich hat die Bestimmung dieser Größe nur solange Sinn, als sie den Wert 1 nicht überschreitet. Man ist aber berechtigt, den Betrag über 1 in der gleichen Weise als Maß für die Ueberhitzung, wie den Betrag unter 1 als Maß für den Wassergehalt zu betrachten. Von wie vielen Umständen der Dampfzustand beeinflußt wird, zeigt am besten Zahlentafel 23, in der aus vorhandenen Versuchen die Ueberhitzung angegeben ist, bei welcher die spezifische Dampfmenge zu Beginn der Expansion gerade 1, der Dampf also trocken gesättigt ist. Die notwendige Ueberhitzung liegt für die angeführten Verhältnisse zwischen weiten Grenzen. Kleine Auspuffmaschinen (Versuch 1) verlangen bei kleinen Leistungen schon über 150° C, wenn der Dampf zu Anfang der Expansion nur trocken gesättigt sein soll; große Dreifach-Expansionsmaschinen (Versuch 13) verlangen für den gleichen Zweck bei niedriger Spannung nur etwa 50° C. Man sieht, es hält schwer, für ganz beliebige Umstände zuverlässige Angaben über den Dampfzustand zu machen. Es gehört hierzu ein riesiger Versuchstoff, und selbst dann ist man noch von Zufälligkeiten abhängig. Es kann sich deshalb hier nur um die Feststellung gewisser Gesetzmäßigkeiten handeln, bei denen der absolute Wert eine untergeordnetere Bedeutung hat. Bei der spezifischen Dampfmenge ist in erster Linie ihre Abhängigkeit vom Füllungsgrad und von der Dampftemperatur von Belang. Die erstere ist in Fig. 24 und 25 nach Versuchen an drei verschiedenen Maschinen bei ziemlich konstanter Temperatur wiedergegeben. Bei gesättigtem Dampf ist die spezifische Dampfmenge zu Beginn der Expansion stets niedriger als am Ende. Bei mäßig überhitztem Dampf ist es gerade so, während bei starker Ueberhitzung das Verhältnis sich gerade umkehrt. Es liegt deshalb die Vermutung nahe, daß die spezifischen Dampfmengen für mittlere Ueberhitzungen nur wenig verschieden sein werden. Im gesetzmäßigen Verlauf der Linien zeigen die Versuche gute Uebereinstimmung. Bei gesättigtem und mäßig überhitztem

Fig. 24 und 25.

Abhängigkeit der spezifischen Dampfmenge vom Füllungsgrad bei Maschinen verschiedener Art und Größe.

	Bauart der Maschine	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Uml./min	Versuchsleiter
●	Einzylinder-Auspuff (Zwilling)	180 + 180	300	175	Ripper
○	Zweizylinder-Kondensation (Tandem)	325 + 560	850	127	Schröter
•	» » »	610 + 1025	1300	83 1/2	»

überhitzter Dampf

mittlere Dampftemperatur { ● 216 °C, ○ 304 », • 283 »

gesättigter Dampf

mittlere Dampfspannung { ● 7,0 kg/qcm abs., ○ 10,2 », • 10,5 »

——— spezifische Dampfmenge zu Beginn der Expansion

— — — » » am Ende » » (90 vH des Hubes)

Fig. 26 und 27.

Aenderung der spezifischen Dampfmenge von Beginn bis Ende der Expansion für die gleichen Maschinen wie in Fig. 24 und 25.

überhitzter Dampf

gesättigter Dampf

Fig. 28.

Abhängigkeit der spezifischen Dampfmenge von der Dampftemperatur und der Beschaffenheit der Maschine.

Bauart der Maschine	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Uml./min	Versuche sind durchgeführt bei	Versuchsleiter
• Einzylinder-Auspuff	180 + 180	300	175	gleicher Nutzleistung	Ripper
• Einzylinder-Kondensation	320	350	210	gleichem Füllungsgrad	Doerfel
∘ Zweizylinder-Kondensation	325 + 560	850	127	gleicher Nutzleistung	Schröter

——— spezifische Dampfmenge zu Beginn der Expansion
— — — » » am Ende » » (zwischen 80 und 95 vH des Hubes
—·—·— spezifische Dampfmenge in der Mitte des Hubes

Dampf nimmt die Dampfmenge am Anfang der Expansion mit der Füllung rasch zu, bleibt aber am Ende ziemlich gleich. Bei starker Ueberhitzung zeigt sich für den Anfang und das Ende merkbare Zunahme. Fig. 26 und 27 zeigen noch die Aenderungen der spezifischen Dampfmenge vom Anfang bis zum Ende der Expansion. Dabei ist Zunahme positiv, Abnahme negativ aufgetragen. Bei gesättigtem und mäßig überhitztem Dampf wird die Zunahme mit der Füllung immer kleiner, ein Beweis dafür, daß die Wärmezufuhr während der Expansion abnimmt. Dagegen wird merkwürdigerweise bei starker Ueberhitzung die Abnahme nicht, wie man erwarten sollte, immer größer, sie erreicht vielmehr einen Größtwert und wird dann wieder kleiner. Man müßte daraus den Schluß ziehen, daß die Wirkung der Wandungen oberhalb bestimmter Temperaturen wieder ungünstiger wird.

Aus Fig. 28 ist die Abhängigkeit der spezifischen Dampfmenge von der Dampftemperatur wieder für verschiedene Maschinen ersichtlich. Die Versuche sind zum Teil bei gleichem Füllungsgrad, zum Teil bei gleicher Nutzleistung durchgeführt. Die Linien für den Beginn der Expansion sind fast durchweg nur leicht gekrümmt, diejenigen für das Ende weichen aber teilweise stark von der Geraden ab. Auch hier zeigt sich wieder die verschiedene Aenderung der spezifischen Dampfmenge für schwach und stark überhitzten Dampf. Deutlich ist noch zu erkennen, daß die Temperatur, bei der die Zunahme in Abnahme übergeht, vom Gütegrad der Maschine abhängt, derart, daß bei guten Maschinen die Abnahme früher, schon bei mäßiger Temperatur erfolgt, während durchschnittliche Maschinen hierzu schon mittlere Ueberhitzungsgrade erfordern. Aus Fig. 29, die die absolute Aenderung der spezifischen Dampfmenge von Anfang bis Ende der Expansion darstellt, ist wiederum ersichtlich, daß auch in Abhängigkeit von der Dampftemperatur die ursprünglich fortschreitende Abnahme eine Grenze erreicht und dann wieder zurückgeht, woraus natürlich das Gleiche zu schließen ist wie oben bei der Abhängigkeit vom Füllungsgrad.

(Schluß folgt.)

Fig. 29.

Aenderung der spezifischen Dampfmenge von Beginn bis Ende der Expansion für die gleichen Maschinen wie in Fig. 28.

Zur Frage der Gebühren der gerichtlichen Sachverständigen[1].

Von einem Mitgliede des Vereines deutscher Ingenieure haben wir folgende Mitteilung erhalten:

Vom hiesigen Amtsgericht in einer Streitsache als technischer Sachverständiger zugezogen, hatte ich unter Bezugnahme auf die Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure für die Erstattung eines Gutachtens 20 ℳ für die erste und je 5 ℳ für die übrigen bei der Bearbeitung des Gutachtens aufgewandten Stunden in Rechnung gestellt. Diese Berechnung wurde zunächst vom Gerichtschreiber beanstandet mit dem Bemerken: »die angezogene Gebührenordnung sei für die Gerichte nicht maßgebend«. Außerdem wurde im vorliegenden Falle meine Berechtigung bestritten, über den Satz von 2 ℳ als Entschädigung für jede Stunde hinauszugehen. Ich beruhigte mich dabei nicht und führte unter anderm aus:

»Die Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure ist von mir nicht deshalb beigebracht worden, um meine Ansprüche unmittelbar darauf zu gründen, sondern nur um darzutun, was als üblicher Preis für die aufgetragene Leistung im Sinne von § 4 der Gebührenordnung in den beteiligten Kreisen erachtet wird. Die Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure ist im Jahre 1901 durch 6 Verbände oder Vereine aufgestellt worden, die anerkanntermaßen die hervorragendsten Berufsvereinigungen auf technisch-industriellem Gebiet vorstellen. Da diese Gebührenordnung bei den nach der Zeit zu vergütenden Arbeiten für die erste Stunde 20 ℳ, jede fernere mit 5 ℳ in Ansatz bringt, so erscheint der von mir berechnete Satz angemessen.«

Der vom Königl. Amtsgericht I Abteilung 94 daraufhin am 2. August d. J. gefaßte Beschluß hat meine Rechnung vollkommen anerkannt. Die Gründe lauten:

»Der Sachverständige hat in seiner Eingabe vom 1. Juli d. J., näher erläutert durch eine weitere Eingabe vom 19. Juli d. J., unter Berufung auf die Gebührenordnung für Architekten und Ingenieure für ein schriftliches Gutachten

[1] s. Z. 1901 S. 1076; 1904 S. 208, 233.

einschließlich der auf die Ausarbeitung desselben und das Studium der Gerichtsakten verwendeten Zeit für eine Zeitdauer von 8 Stunden, und zwar für die erste Stunde eine Vergütung von 20 ℳ, für die übrigen 7 Stunden je 5 ℳ, zusammen 55 ℳ, verlangt. Die sonst berechneten Sätze sind bereits antragsgemäß durch Zahlungsanweisung erledigt. Sachverständiger hat für die hier in Frage kommenden 8 Stunden, mit dem Satze von 2 ℳ für die Stunde, zusammen 16 ℳ zugebilligt erhalten. Die weiter geforderten 39 ℳ waren dem Sachverständigen zuzubilligen, da es sich bei der Leistung des Sachverständigen um eine schwierige Untersuchung und Sachprüfung handelt, für welche gemäß § 4 der Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige die Vergütung nach dem üblichen Preise derselben zu gewähren ist (siehe auch § 413, Z. P. O.). Als üblicher Preis wird seitens des Gerichtes der von dem Sachverständigen gemäß der Gebührenordnung für Architekten und Ingenieure in Ansatz gebrachte Betrag erachtet, da die in dieser Gebührenordnung getroffene Grundbestimmung offenkundig den bei Ingenieurarbeiten üblichen Maßstab für die Honorarnormen bildet.«

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 27. April 1905.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 25. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Rump. Schriftführer: Hr. Meyenberg.

Anwesend 25 Mitglieder und Gäste.

Hr. Fr. Lux (Gast) spricht über den Frahmschen Frequenz- und Geschwindigkeitsmesser [1]. Darauf macht Hr. Meyenberg Mitteilungen über die Tantallampe [2].

Schließlich wird über den Bau eines neuen Vereinshauses verhandelt.

Eingegangen 28. April 1905.

Emscher-Bezirksverein.

Sitzung vom 30. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Müller.

Anwesend 26 Mitglieder und 5 Gäste.

Hr. Fr. Lux (Gast) spricht über den Frahmschen Frequenz- und Geschwindigkeitsmesser.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten verhandelt.

Eingegangen 28. April 1905.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 31. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Knoevenagel.
Schriftführer: Hr. Nordmann.

Anwesend 31 Mitglieder, 3 Teilnehmer und 3 Gäste.

Der Vorsitzende macht der Versammlung die Mitteilung, daß am 24. März Hr. Karl Weber, ein eifriges jüngeres Mitglied des Vereines, gestorben ist. Die Anwesenden ehren das Andenken des Verschiedenen durch Erheben von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Stack über die Verwendung von Gaskoks.

Eines der einfachsten Mittel, um rauchschwachen Betrieb mit einer beliebigen Feuerung zu erzielen, ist die Verwendung eines rauchschwachen Brennstoffes, und dazu gehören auch die Gaskoks. Beobachtungen des Rauches in Hannover haben für die dort gebräuchlichen Brennstoffe folgende Reihenfolge in bezug auf die Rauchentwicklung ergeben: 1) Magerkohle, 2) Gaskoks, 3) Zechenkoks, 4) Obernkirchener Kohle, 5) Braunkohlenbriketts, 6) Deisterkohle, 7) Buchenholz, 8) Fettnußkohle, 9) Gasflammkohle. In bezug auf den Wärmewert stehen die Gaskoks an vierter Stelle. Dagegen sind die Rückstände bei den gebräuchlichen Kohlensorten erheblich geringer als bei Gaskoks.

Um einen Ueberblick zu gewinnen, wie sich Gaskoks bei den verschiedenen Feuerungsarten eingeführt und bewährt haben, sind zahlreiche Fragebogen ausgesandt worden, deren Beantwortung den folgenden Ausführungen zugrunde liegt.

Aus den Antworten betreffend Dampfkesselfeuerungen geht hervor, daß die Gaskoks dafür bisher nur eine verhältnismäßig geringe Verbreitung gefunden haben. Vielfach ist gar nicht bekannt, daß man sie dazu verwenden kann, ja, es wird sogar bezweifelt. Am gebräuchlichsten ist diese Verwendung der Gaskoks anscheinend bei den Gasanstalten selbst, nächstdem in städtischen Elektrizitäts- und Wasserwerken, die oft gezwungen sind, die in eigenen Betrieben erzeugten Gaskoks zu verbrauchen. Die Ansichten über die Wirtschaftlichkeit der Koksfeuerung gegenüber andern Brennstoffen gehen ebenso wie diejenigen über die praktische Brauchbarkeit sehr auseinander. Die Wirtschaftlichkeit hängt naturgemäß von den ortsüblichen Brennstoffpreisen, die Brauchbarkeit von der Zusammensetzung der Koks und besonders von ihrem Aschengehalt ab. Vielfach werden die Kesselfeuerungen mit Unterwind- und sonstigen Gebläseeinrichtungen betrieben, um das unangenehme Verschlacken der Roste zu vermeiden; hierher gehören die Feuerungen von Müller & Korte in Pankow, Wiedenbrück & Wilms in Köln, Perret, Kudlicz und der Kölnischen Maschinenbau-A-G. Im allgemeinen muß man aber annehmen, daß die Koksfeuerung schwieriger zu behandeln ist als andre Arten, und darum schreitet ihre weitere Verbreitung nur sehr langsam fort. Große Schwankungen im Dampfverbrauch und das in vielen Betrieben oft notwendige Forcieren erschweren die Verwendung von Koks; auf jeden Fall aber müssen die Roste und Zugverhältnisse stets besonders eingerichtet sein, wenn man vorteilhaft mit Gaskoks heizen will.

Von den eingegangenen Antworten sind folgende hervorzuheben:

Wien: Im neuen Gaswerk werden 10 Zweiflammrohrkessel von je 70 qm und 3 Wasserrohrkessel von je 125 qm Heizfläche seit 5 Jahren anstandslos mit Koksgrus betrieben.

Hamburg: Bei allen Neuanlagen von Staatsbauten werden, um Rauch und Ruß zu vermeiden, Hoch- und Niederdruckkessel durchweg für Gaskoksfeuerung eingerichtet, obwohl diese teurer als Kohlenfeuerung ist; darunter befinden sich 18 Flammrohrkessel und Flammrohrkessel mit Oberkessel von 50 bis 220 qm Heizfläche.

Hannover: Die gewöhnlich mit Obernkirchener Steinkohlen geheizten Hochdruckdampfkessel des städtischen Krankenhauses I wurden probeweise einige Tage mit Kleinkoks geheizt, und dabei wurden stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannt:

Kohlen	grobe Gaskoks	Kohlen	Kleinkoks	grobe Gaskoks
100,8	111,3	115,3	137,7	113,9 kg

Solange die Kessel gleichmäßig stark beansprucht wurden, war auch bei Koksfeuer der Dampfdruck leicht auf gleicher Höhe zu erhalten; dagegen konnte sich das Koksfeuer einem schwankenden Dampfverbrauch nicht so leicht anpassen wie das Kohlenfeuer. Der Rost verschlackte bei Kleinkoks bereits nach zwei Stunden, bei groben Koks nach sechs Stunden.

München: Der Bayerische Dampfkessel-Revisionsverein hat im Februar und März 1897 an zwei Siederohrkesseln von je 91 qm Heiz- und je 2,61 qm Rostfläche, für 10 at von Dürr & Co. gebaut, im Justizgebäude zu München Versuche mit Münchener Gaskoks angestellt, und zwar sollten an den beiden ersten Tagen 100, dann 70 und endlich 40 kg Koks stündlich auf 1 qm Rost verfeuert werden, um die Verdampfung und den Wirkungsgrad der Kessel unter diesen verschiedenen Beanspruchungen kennen zu lernen. Es ergab sich:

Datum		18. Febr.	19. Febr.	25. Febr.	26. Febr.	4. März	5. März
Zeit	st	9,9	10	9,9	9,9	10	10
Brennstoffverbrauch: kg Koks für 1 qm Rost		94,8	84,4	70,3	72,1	40,5	38,9
Verdampfung: 1 kg Koks verdampft Wasser	kg	7,41	7,18	7,01	7,22	7,89	8,35
Verdampfung für 1 st und 1 qm Heizfläche	»	16,7	14,4	11,7	12,4	7,6	7,7
Dampfspannung	at	8,5	8,3	8,8	8,7	8,8	8,8
Wirkungsgrad der Kessel		72	69,2	64,76	66,8	70,7	74,25
Analyse der Koks:							
Heizwert	WE	6841	6900	7196	7172	7402	7440
Kohlenstoff	vH	82,39	83,09	86,64	86,36	88,84	89,27
Schwefel	»	1,17	1,18	1,29	1,29	0,77	0,78
Asche	»	10,39	10,47	8,08	8,06	4,97	5,00

[1] Z. 1901 S. 1580.

[2] s. Z. 1905 S. 223, 1007.

Die Kessel dienten für die Heizung, die Lüftung und die elektrische Beleuchtung des Gebäudes. Die Brenngeschwindigkeit von 40 kg pro qm Rost erforderte eine so aufmerksame Bedienung, wie sie im praktischen Betriebe nicht vorausgesetzt werden kann.

Von den kleingewerblichen Feuerungen kommen in den Städten Backöfen, Wurstkessel und Schmiedefeuer besonders in Betracht. Bei ihnen ist der ganzen Art der Betriebe nach die Anwendung rauchverzehrender Feuerungen vorläufig ausgeschlossen; hier können also nur rauchschwache Brennstoffe Abhülfe schaffen. Erkundigungen bei einer großen Anzahl von Bäckern und Backofenbauern haben ergeben, daß sogenannte Unterzugbacköfen und die neueren Backöfen mit Dampfheizung sehr wohl mit Gaskoks geheizt werden können. Nach den Aussagen der Fabriken hat sich die Koksfeuerung bei den dazu eingerichteten Oefen gut bewährt; auch bieten diese Oefen den Vorteil, daß man fast immer, wenn es nötig sein sollte, auch Kohlen, Preßkohlen oder Holz darin brennen kann. Aeltere Oefen, die nur für Holz oder Preßkohlen eingerichtet sind, und in denen sich Brennstoff und Backwaren in einem Raum befinden, scheinen jedoch für Koksfeuerung ungeeignet zu sein, da sie meist keine guten Zugverhältnisse haben, oder wenn dies der Fall ist, der vordere Teil des Ofens zu heiß, der hintere Teil zu kalt werden würde, so daß die zum Backen notwendige gleichmäßige Wärme nicht zu erreichen wäre. Die Wirtschaftlichkeit der Koksfeuerung hängt natürlich wieder sehr von den örtlichen Brennstoffpreisen ab; im allgemeinen kann man wohl sagen, daß Koksfeuerung teurer als Kohlen- oder Preßkohlenfeuerung ist, dagegen billiger als Holzfeuerung. Besonders ist hier noch die Wassermischgasfeuerung von König zu erwähnen, die in der großen Bäckerei des Breslauer Konsumvereines seit zwei Jahren an 23 Doppel-Dampfbacköfen im Betrieb ist und sich bestens bewährt hat. Bei dieser Feuerung wird ähnlich wie in einem Generator der Rost mit Koks beschickt und durch Zuführen von Wasser und Luft ein Gas erzeugt, das die Heizröhren und Wände erwärmt und eine vollkommen rauchlose Verbrennung ergibt.

Sehr wenig bekannt ist anscheinend die Tatsache, daß Gaskoks sich auch vorzüglich zum Schmieden und Schweißen verwenden lassen. Der Vortragende hat sich in den verschiedensten Werkstätten überzeugt, daß Feuer aus gebrochenen oder zerschlagenen Gaskoks, nicht Kleinkoks, eine tadellose Hitze gibt, und daß die Schweißhitze damit ebenso gut zu erreichen ist wie mit Schmiedekohlen. Der Preis eines Koksschmiedefeuers richtet sich natürlich nach örtlichen Verhältnissen; in Hannover ist der Koksbrand $^1/_3$ bis $^1/_5$ teurer, weil eine vorzügliche Schmiedekohle aus dem nahe gelegenen Stadthagen zu erhalten ist. Eine ganze Anzahl großer Kesselfabriken hat mitgeteilt, daß in ihren Betrieben zum Anwärmen und Ausglühen von Kesselblechen, zum Richten, Krempen und Schweißen Gaskoks mit Erfolg verwendet werden; nur ist man auch hier wieder wegen der starken Schlackenbildung, wenn das Feuer stark beansprucht wird, gezwungen, für besonders schwere Arbeiten Zechenkoks zu nehmen. Unter die kleinen Feuerungen gehören schließlich noch die in vielen Fabrikbetrieben vorhandenen Lackieröfen, Trockenöfen, Härtöfen usw., die zum größten Teil wohl schon mit Koks geheizt werden, jedenfalls aber, wenn nötig, ohne allzu große Schwierigkeiten so umgebaut werden können, daß sie für Koksbrand tauglich sind.

Weitere Verwendungsgebiete für Gaskoks sind: Heizung von Darren, Herstellung von Kraftgas, Heizung von Dampfspritzen und Straßenwalzen. Ein Versuch, die Braupfanne des Bürgerlichen Brauhauses in Hannover mit Gaskoks zu heizen, gelang wegen der zu engen Rostspalten nicht; doch gab die Süddeutsche Feuerungsanlagen-Gesellschaft, von der die Anlage herrührt, an, daß bei entsprechender Aenderung der Feuerung und guten Zugverhältnissen die Braupfanne sehr wohl mit Gaskoks geheizt werden könnte.

Beinahe die wichtigste Verwendung von Gaskoks zum Zwecke der Rauchverminderung ist die zur Heizung von Zimmeröfen; denn nicht so sehr die Schornsteine der Dampfkessel und der kleingewerblichen Betriebe sind es, als vielmehr die in den meisten Fällen gewaltig viel größere Zahl der Hausschornsteine, die Rauch und Ruß in verhältnismäßig geringe Höhen entsenden. In Hannover befinden sich z. B. rd. 135 Dampfkesselschornsteine, rd. 650 kleingewerbliche und rd. 65000 Hausschornsteine. Aus den Antworten einer großen Zahl von Ofenfabriken geht hervor, daß es den meisten Fabriken lieber ist, wenn ihre Oefen mit einer Mischung von Koks und Kohle, als wenn sie nur mit Kohle geheizt werden. Auch hier leuchtet wieder die Furcht vor den Schlacken und der dadurch bedingte starke Verschleiß der Oefen hervor. Soweit erinnerlich, haben nur die Warsteiner Gruben- und Hüttenwerke einen Ofen gebaut, der lediglich für Koksheizung bestimmt ist; ob er in großen Mengen verbreitet ist und sich überall und auf die Dauer bewährt hat, ist nicht bekannt. Ein Versuch, der in einer Schule zu Hannover vor zwei Jahren mit einem Koks-Dauerbrandofen vorgenommen wurde, mißglückte gänzlich, so daß der Ofen nach vierwöchigem Betriebe wieder entfernt werden mußte. Immerhin zeigen solche Versuche, daß die Ofenfabrikanten bemüht sind, Oefen für reine Koksheizung zu entwerfen. Bei den heute üblichen Ofenarten ist es im allgemeinen ratsamer, die Gaskoks nur mit einem andern Brennstoff gemischt zu brennen und die Oefen nicht zu klein zu wählen, damit sie nicht überheizt werden und die Roste infolgedessen verschlacken. Für Küchen- und Waschküchenfeuerungen gelten im allgemeinen dieselben Grundsätze wie für Oefen.

Die größte Verbreitung haben die Koks wohl bei den Zentralheizungen gefunden, da sie sich infolge ihrer Brennweise dafür besonders gut eignen. Trotzdem gibt es Heizungsfirmen, die die Verwendung von Gaskoks bei Zentralheizungen für ausgeschlossen halten, oder die sie bei ihren Anlagen nicht empfehlen wollen. Aus den zahlreichen Antworten, die von Heizungsfirmen eingegangen sind, geht hervor, daß sie sich meist recht wenig um den Betrieb ihrer Anlagen kümmern. Bei städtischen Gebäuden werden die Zentralheizungen, und zwar nicht nur die Dampf- und Wasserheizungen, sondern auch die Luftheizungen, mit Koks oder mit Gemischen von Kohlen oder Gaskoks betrieben. Jedenfalls geht aus allen Zuschriften hervor, daß sich die Verwendung von Gaskoks in den städtischen Betrieben in dauernder Zunahme befindet. Die wirtschaftlichen Ergebnisse sind natürlich wieder entsprechend den örtlichen Verhältnissen und den Kohlenpreisen sehr schwankend. Von einer Anzahl von Beispielen seien folgende hervorgehoben:

München: Leistungsversuche an Niederdruckdampfkesseln ergaben bei einem Heizwert der Koks von 7300 bis 7400 WE eine 8,2- bis 8,5 fache Verdampfung und 72 bis 74 vH Wirkungsgrad.

Barmen: Die Ruhmeshalle wurde 1901/02 mit Zechenkoks für 2101 ℳ geheizt, 1902/03 mit Gaskoks für 876 ℳ und 1903/04 mit Gaskoks für 1092 ℳ.

Mainz: Das Stadttheater verbrauchte im Jahre 1900/01, als mit Gaskoks geheizt wurde, bei 2,65° Durchschnittstemperatur 5000 kg Brennstoff mehr als 1901/02 bei 4,21° Temperatur und Verwendung von Zechenkoks; trotzdem wurden bei Gaskoks 750 ℳ weniger ausgegeben, und seitdem werden wieder Gaskoks gebraucht.

Charlottenburg: Versuche an den Heizanlagen der hierunter genannten Anstalten:

		Winter 1902/03			
		1.	2.	3.	4.
Gebäude		Realgymnasium	dasselbe	Reformgymnasium und Gemeindeschule	Gemeindeschule 9/10
Art der Heizanlage		Warmwasserheizung	desgl.	Niederdruckdampfheizung	Warmwasserheizung
Kessel		4 Heine-Kessel von je 20,1 qm Heizfläche	desgl.	4 Flammrohr-Siederohrkessel von je 50 qm Heizfl.	2 Einflammrohrkessel von 18 qm Heizfläche
Brennstoff		Oberschlesische Steinkohle	$^2/_3$ Steinkohle, $^1/_3$ Gaskoks	Gaskoks	Gaskoks
Heizwert	WE	6701	—	5480	5480
Asche	vH	7,97	—	10,67	10,67
Einkaufpreis für je 1000 WE	Pfg	0,8	—	0,35	0,35
Kosten von je 1000 WE	»	0,55	0,66	0,47	0,60
mittlerer Wirkungsgrad der Anlage	vH	54,7	47,2	78,9	59,5

Hannover: Heizversuche im Pavillon 7 und 11 des städtischen Krankenhauses I bei annähernd gleicher Außentemperatur:

	Obernkirchener Koks	Gaskoks
Zeit	19. bis 25. Jan. 04	26. Jan. bis 2. Febr. 04
Preis für je 100 kg . ℳ	2,45	1,75
Verbrauch und Kosten		
im ganzen . . .	7140 kg = 174,93 ℳ	8560 kg = 149,80 ℳ
desgl. für einen Tag	1020 » = 24,99 »	1220 » = 21,60 »

Obwohl also an Gewicht bei den Gaskoks 1/5 mehr gebraucht worden war, betrug die Ersparnis doch 3,39 ℳ pro Tag, so daß sich die Verwaltung entschlossen hat, die Einzelheizungen aller Pavillons im kommenden Winter nur mit Gaskoks zu versorgen.

Der Vortragende bespricht ferner Verdampfungsversuche an Niederdruckdampfkesseln, die im Mittel folgende Verdampfungsziffern ergaben: Gaskoks aus 6 Versuchen 7,35 kg, Zechenkoks aus 3 Versuchen 8,41 kg, Gemisch bei einem Versuch 6,06 kg, während der Wirkungsgrad der Kessel bei Gaskoks 69,76 vH, bei Zechenkoks 72,34 vH betrug. Analysen von Steinkohlen, Gaskoks, Zechenkoks, Braunkohlen und Braunkohlenbriketts haben ergeben, daß der Aschengehalt von Zechenkoks nur um 7,5 vH schwankt, während die Schwankungen bei Gaskoks 15 vH betragen, d. i. noch 2 vH mehr als bei Steinkohlen; und während der höchste Aschengehalt bei Zechenkoks 11,5 vH beträgt, steigt er bei Gaskoks bis zu 18,3 vH. Diese große Ungleichmäßigkeit und die damit verbundene Unzuverlässigkeit des Brennstoffes sowie der oft außerordentlich hohe Aschen- und Schlackengehalt sind die Hauptgründe, die einer größeren und leichteren Verbreitung bisher hinderlich gewesen sind. Von mehr als 200 befragten Gasanstalten sind nur 20 in der Lage gewesen, eine Analyse ihrer Koks zu geben. Die Gasanstalten müßten nach Ansicht des Redners den Koks und ihrer Herstellung größere Aufmerksamkeit entgegenbringen und sie nicht nur als ein notwendiges Uebel und Nebenerzeugnis, sondern als einen äußerst schätzenswerten Brennstoff ansehen, den sie zu verbessern trachten müßten.

In der sich anschließenden Erörterung weist Hr. Fischer auf die von ihm gemachte Erfahrung hin, daß sich Ofenheizung und Zentralheizung mit Gaskoks wohl etwas billiger stellen, daß aber durch das starke Verschlacken der Roste so viele Störungen eintreten, daß Zechenkoks trotz des etwas höheren Preises für Hausfeuerung vorzuziehen seien. Hr. Müller teilt mit, daß man bei der Zentralheizung der kgl. Regierung mit Gaskoks wegen des starken Verschlackens schlechte Erfahrungen gemacht habe. Versuche mit Gemischen von Fettkohlen und Gaskoks seien mehrfach gemacht worden; die richtige Mischung verursache aber Schwierigkeiten. Besser seien Versuche mit einer Mischung von Deisterkohlen und Gaskoks gelungen. Hr. Stahl weist darauf hin, daß auch Hüttenkoks sehr verschieden und teilweise für Heizungen unbrauchbar seien.

Darauf werden Vorlagen des Hauptvereines beraten.

Eine im Fragekasten vorgefundene Frage über Erfahrungen mit Pockholzlagern für leicht belastete Wellen, die 60 Uml./min machen und unter Wasser laufen, beantwortet Hr. Riehn dahin, daß solche Lager gut arbeiten, wenn das Wasser rein ist, da Pockholz durch Wasser geschmiert wird; der Reibungskoeffizient sei dann etwa der gleiche wie bei andern Lagern mit Oelschmierung. Hr. Knoevenagel teilt mit, daß für leichte Schneckenwellen auch Pockholzlager ohne jede Schmierung geeignet sind.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Inter-relation of ballast and glower in the Nernst-lamp. Von Terven. (El. World 19. Aug. 05 S. 305/08*) Bericht über Versuche an Nernst-Lampen in verschiedenen Ausführungen.

Bergbau.

Unsichere Drahtlänge, gefährdete Seillänge und zulässige Anzahl der Drahtbrüche bei für Mannsfahrten noch verwendbaren Seilen. Von Kroen. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 12. Aug. 05 S. 413/18*)

Untersuchung der Luftschleusenanlage auf dem Wetterschacht IV der Gewerkschaft Deutscher Kaiser in Hamborn. Von Grahn und Stach. (Glückauf 19. Aug. 05 S. 1045/47) Durchführung und Ergebnisse der Versuche.

Dampfkraftanlagen.

The power plant of the United Shoe Machinery Co. Von Knowlton. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 198/203*) Das Kraftwerk des in Zeitschriftenschau v. 29. April 05 erwähnten Gebäudes enthält zwei 500 KW-Curtis-Turbodynamos von 1800 Uml./min, die Drehstrom von 600 V Spannung liefern. Kesselanlage. Schornstein. Maschinenraum. Schalttafel. Pumpen. Rohrleitungen. Heizung und Lüftung. Stromverteilung.

Eisenbahnwesen.

Sierra Leone Government Railway. (Engineer 25. Aug. 05 S. 194/96*) Die 350 km lange Strecke ist mit 762 mm Spurweite gebaut. Die Bahn beginnt in Freetown und endet in Baiima an der Grenze von Liberia. Angaben über den Oberbau und das rollende Gut.

Étude sur la stabilité des trains et les chemins de fer à voie de 0,60 m. Von Péchot. (Ann. Ponts Chauss. 2. Heft 05 S. 60/187* mit 1 Taf.) Anwendung von Schmalspurbahnen im Heeresdienst bei der Belagerung und Verteidigung von festen Plätzen. Vorteile der Schmalspurbahnen. Schwellen, Schienen und rollendes Gut. Bestrebungen, um die Standfestigkeit der Schmalspurbahnen zu erhöhen. Beispiele einiger ausgeführter Schmalspurbahnen.

Locomotives at the Liége Exhibition. Von Hanbury. Schluß. (Engng. 25. Aug. 05 S. 243/44*) Schmiervorrichtungen. Kesselrohre. Geschwindigkeitsanzeiger von Flaman.

New bogie tank engines, South Eastern and Chatham Railway. (Engineer 25. Aug. 05 S. 188*) 2/4-gekuppelte Vorortzuglokomotiven mit hinterem Drehgestell, innenliegenden Zylindern von 464 mm Dmr. bei 660 mm Hub und 54 t Betriebsgewicht.

Electric locomotives for the Metropolitan-Underground Ry., London. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 206*) Die von der Westinghouse-Gesellschaft gelieferte Gleichstromlokomotive ist mit 4 Motoren von je 200 PS ausgerüstet. Mitteilungen über Versuchsfahrten.

Steam coach; Great North of Scotland Railway. (Engng. 25. Aug. 05 S. 248*) Dampfwagen mit Cochran-Kessel für 45 Fahrgäste und 48 bis 96 km/st Geschwindigkeit.

Doppelschwellen. Von Gelbcke. (Zentralbl. Bauv. 26. Aug. 05 S. 433/34*) Bericht über günstige Versuche mit eisernen und hölzernen Doppelschwellen unter Schienenstößen.

Concrete ties on the Lake Shore and Michigan Southern Ry. (Eng. News 17. Aug. 05 S. 175*) Die Schwellen haben eine gewöhnliche Eisenbahnschiene mit nach oben gekehrtem Fuß als Rippe, um die Beton herumgegossen ist.

Elektrische Schienenstoßverbindungen. Von Classen. (El. Bahnen u. Betr. 24. Aug. 05 S. 439/42* mit 1 Taf.) Allgemeines über die Schienenstoßverbinder von elektrischen Bahnen. Darstellung von Preßkopfverbindern und Erläuterung über deren Einbau.

Eisenhüttenwesen.

The Bertrand-Thiel process. Von v. Maltitz. (Iron Age 10. Aug. 05 S. 349/52) Wesentliche Kennzeichen des Verfahrens. Temperaturen im Vorofen. Das Entleeren des Vorofens. Betriebsergebnisse. Ofenfutter. Verminderung der Eisenverluste durch Zusetzen von Erzen.

Blast furnace calculations. Von Stevenson. (Engineer 25. Aug. 05 S. 177/78*) Erläuterung eines Verfahrens zum Entwerfen eines Hochofens von bestimmter Leistung und des zugehörigen Gebläses.

Moisture and furnace results. (Iron Age 17. Aug. 05 S. 404) Nach einer Mitteilung von Divary auf dem Kongreß für Berg- und Hüttenwesen in Lüttich sind auf den Werken von Schneider & Co. in Creusot günstige Erfahrungen mit trockenem Gebläsewind gemacht worden.

A coke drawing machine for beehive ovens. Von Wickes. (Iron Age 10. Aug. 05 S. 338/40*) Betriebsergebnisse einer elektrischen Entleervorrichtung für Koksöfen auf dem Werk der Frick Coal and Coke Co. in Uniontown, Pa.

Zur Frage der Nebenproduktgewinnung beim Kokereibetriebe in Westfalen. Von Friz. Forts. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 12. Aug. 05 S. 422/25*) S. Zeitschriftenschau v. 26. Aug. 05. Darstellung der Einrichtungen und des Betriebes der Kokereianlage und der Fabrik zur Gewinnung der Nebenprodukte. Forts. folgt

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The Anacostia bridge, Washington. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 207/10*) Die Brücke, deren Bau kürzlich in Angriff genommen worden ist, hat bei rd. 300 m Gesamtlänge 6 feste Bogenöffnungen von je 38,5 m Weite und eine mittlere Klappöffnung. Sie ist im ganzen rd. 15 m breit und nimmt eine doppelgleisige Straßenbahnlinie auf. Einzelheiten der Eisenkonstruktion nach Angabe der Bauvorschrift.

Elektrotechnik.

Die Akkumulierungsanlage des Elektrizitätswerkes Olten-Aarburg. Von Herzog. Schluß. (El. Bahnen u. Betr. 24. Aug. 05 S. 442/49*) Maschinen- und Schaltanlage.

Das Elektrizitätswerk Linthal. (Schweiz. Bauz. 26. Aug. 05 S. 107/11*) Die Wasserkraft von fast 250 m Gefälle bei 300 ltr/sk Wassermenge ist durch eine 965 m lange Rohrleitung geschaffen und dient zum Betriebe zweier 200 pferdiger und einer 600 pferdigen Turbine, von denen Drehstromdynamos von 5400 V und 50 Per./sk angetrieben werden.

Hydro-electric development at Turners Falls. (El. World 12. Aug. 05 S. 263/64*) Zur Ausnutzung einer Wasserkraft des Connecticut-Flusses von rd. 12 m Gefäll und rd. 70 cbm/st Wassermenge ist beim vorhandenen alten Werkkanal ein neues Maschinenhaus errichtet worden, in dem vier 1000 KW- und zwei 300 KW-Maschinen Aufnahme finden können. Eine von den größeren Maschinen, die Drehstrom von 2300 V erzeugt, ist bereits aufgestellt worden.

The electric equipment of Manaos Harbor, Amazon River. Von Seibert. (El. World 19. Aug. 05 S. 308/09*) Elektrische Antriebe für Krane, Seilbahnen. Elektrische Beleuchtung. Kraftwerk.

Armature losses in double-current generators. Von Still. (El. World 12. Aug. 05 S. 265/66*)

Die Entwicklung der elektrischen Maschinen. Von Tischendörfer. (Elektrot. Z. 24. Aug. 05 S. 799/807*) Die jetzigen Gleichstrommaschinen. Ausgleichwicklung. Gleichstrommotoren. Die Wechselstromerzeuger. Schwungradmaschinen. Wechselstrommotoren. Die Entwicklungsstufen zur Vorausberechnung der elektrischen Maschinen. Turbodynamos.

Umlaufende Einanker-Umformer in Parallelschaltung mit Pufferbatterien. Von Jacobi. (Elektrot. Z. 24. Aug. 05 S. 793/94*) Mitteilung einer von Siemens & Halske verwendeten Schaltung, bei der zum Regulieren der Spannung eine Zusatzmaschine verwendet wird. Vorschlag einer Schaltung mit Regelung am Transformator.

Trennung der Lager- und Luftreibungsverluste umlaufender Maschinenteile aus der Auslaufslinie. Von Roehle. (Elektrot. Z. 24. Aug. 05 S. 794/96*) Bei dem mitgeteilten Verfahren werden die von Stribeck und Lasche ermittelten Zahlen für die Veränderung der Zapfenreibungsziffer benutzt. S. Z. 1902 S. 1437 und 1898.

Zur Berechnung von Drehstrommotoren. Von Sumec. (Z. f. Elektrot. Wien 27. Aug. 05 S. 507/15*) Feldformen bei Leerlauf, bei Belastung und Kurzschluß. Resultierende Amperewindungen. Mittlere und höchste Feldstärke. Verhältnis der Kraftlinienzahlen bei verschiedenen Phasen. Induktive Wirkung des Drehfeldes. Wicklungsfaktor der elektromotorischen Kraft. Berechnung des Magnetisierungsstromes. Einfluß der Nutenschlitze. Konstruktion des Kreisdiagrammes. Wahl der Wicklung. Bestimmung der Abmessungen.

Hochspannungsanordnungen bei Arbeitsübertragungen im Westen Nordamerikas. Von Westerberg. (El. Bahnen u. Betr. 24. Aug. 05 S. 437/39*) Angaben über die Anlagen der Utah Light and Railway Co. Hochspannungsschalter. Blitzschutzvorrichtungen. Isolatoren. Forts. folgt.

A method for determining the size of transmission circuits. Von Stone. (El. World 12. Aug. 05 S. 271/72*) Zahlentafel zur Ermittlung der Leitungslänge für Drehstrom bei gegebener Spannung und Drahtnummer unter Annahme von 10 vH Leitungsverlust, 85 vH Leistungsfaktor und 100 KW zu übertragender Leistung.

Die Verwendung des Druckknopfes in der Elektrotechnik. Von Bernard. (Elektrot. Z. 24. Aug. 05 S. 796/97*) Darstellung einiger Konstruktionen für Anschlüsse von Leitungen an Sammelschienen, Wandkontakte usw. mit Hülfe von Druckknöpfen, die in ähnlicher Form als Verschluß von Handschuhen verwendet werden.

Erd- und Wasserbau.

Breakwater construction and rock excavation at Port Colborne Harbor. Von Hogan. (Eng. News 17. Aug. 05 S. 158/60*) Außer andern Erdarbeiten wurden zwei 1500 und 730 m lange Wellenbrecher gebaut. Beschreibung des Bauvorganges. Zementmischanlage.

Gasindustrie.

Ueber die Gas- und Wasserwerke der Stadt Koblenz. Von Bentzen. (Journ. Gasb.-Wasserv. 26. Aug. 05 S. 753/58*) Kurze Entwicklungsgeschichte der beiden Werke nebst Angaben über die Einrichtung.

Gas-producer for semi-bituminous fuel at the Liége Exhibition. (Engng. 25. Aug. 05 S. 261*) Gaserzeugeranlage mit doppelter Feuerung und Gasbehälter von 60 cbm, gebaut von Fichet & Heurtey in Paris für 600 PS Maschinenleistung.

Gesundheitsingenieurwesen.

Difficulties of construction in an outlet sewer. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 203/05) Bericht über den Bau der in Zeitschriftenschau v. 2. April 05 erwähnten Abwässerungsleitung im Staate New Jersey.

Hebezeuge.

40-ton block-setting titan. (Engng. 25. Aug. 05 S. 246*) Fahrbarer Drehkran mit Laufkatze auf dem Ausleger und Dampfantrieb, gebaut von Cowans, Sheldon & Co. in Carlisle für den Hafen der Tafel-Bai.

Electric traveling hoists. (Am. Mach. 26. Aug. 05 S. 173/74*) Anwendungsbeispiele für elektrische Laufkatzen der Niles-Bement-Pond Co. in New York. Konstruktion der Lastbremse und der elektrischen Bremse.

Heizung und Lüftung.

Die Lüftungsanlagen beim Bau der großen Alpentunnels. Von Brabbée. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 25. Aug. 05 S. 481/85*) Folgerungen aus den Versuchen.

Hochbau.

Steelwork of the Marion power station, Public Service Corporation of New Jersey. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 210/12*) Das 22,5 m hohe Gebäude, das zur Aufnahme von Kesseln und Maschinen für 64000 KW Höchstleistung bemessen ist, besteht aus zwei Teilen, dem Kesselhaus von 32×46,5 qm und dem Maschinenhaus von 19,5×46,5 qm Fläche. Anordnung der Säulen und Träger.

Kälteindustrie.

Untersuchung der Dampf- und Kühlmaschinenanlage in den Kellereien der Brauerei Max Weber »Zum Zederbräu«, Landsberg. Von Ganzenmüller und Redenbacher. (Z. Kälte Ind. Aug. 05 S. 141/49*) Die Anlage enthält einen Ammoniakkompressor, der von einer Lokomobile angetrieben wird. Zusammenstellung der Versuchsergebnisse.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Lösch- und Ladevorrichtungen für Häfen. Von Rupprecht. (Z. Dampfk. Maschbtr. 2. Aug. 05 S. 296/99* u. 23. Aug. S. 322/25*) Drehkrane. Hunt-Verlader. Temperley-Verlader. Brownsche Verladeeinrichtungen.

Materialkunde.

Special steels. Von Guillet. (Iron Age 10. Aug. 05 S. 347/48*) Der Auszug aus einem Vortrag auf dem Kongreß in Lüttich enthält kurze Angaben über die Eigenschaften der Legierungen von Stahl mit Nickel, Mangan, Chrom, Wismut, Molybdän, Vanadium, Titan, Kobalt und Zinn.

Bearbeitung von Eisen und Stahl bei kritischen Temperaturen. (Z. Dampfk. Maschbtr. 23. Aug. 05 S. 319/21*) Mitteilungen über mehrere Fälle von Blaubrüchigkeit. Schluß folgt.

Microscopic observations on naval accidents. III. Von Andrews. (Engng. 25. Aug. 05 S. 235/39*) Untersuchung eines gebrochenen Kreuzkopfbolzens des englischen Torpedobootes »Lee«.

Wärmeerhöhung geglühter granulierter und gemahlener Hochofenschlacken im Kohlensäurestrom und deren Ursachen. Von Heidrich. (Mitt. Mat.-Prüf.-Amt 05 Heft 1 S. 22/31*) Untersuchung der Frage, auf welchen Ursachen die große Wärmeerhöhung von geglühten Schlacken gegenüber ungeglühten im Kohlensäurestrom beruht.

Ueber den Nachweis freier Hochofenschlacken im Zement. Von Gary und v. Wrochem. (Mitt. Mat.-Prüf.-Amt 05 Heft 1 S. 1/21*) Kritischer Bericht über die älteren Unsuchungsverfahren, namentlich die von Fresenius angegebenen. Neuere Versuche im Materialprüfungsamt zu Lichterfelde, auf Grund deren neue Vorschriften für Trennversuche aufgestellt werden.

Mechanik.

Le calcul des arcs encastrés. Von Pigeaud. (Ann. Ponts Chauss. 05 Heft 2 S. 201/31*)

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. Forts. (Dingler 26. Aug. 05 S. 533/38*) Ausgleich der von den bewegten Massen herrührenden Reaktionen. Forts. folgt.

An experimental determination of the coefficient of discharge of air. Von Mors. (Am. Mach. 26. Aug. 05 S. 193/97*) Die Ausströmversuche mit einer kurzen Oeffnung von 25,4 mm Weite bei 0,28 bis 0,56 at Ueberdruck haben als Ausströmziffer 0,942 ergeben. Berechnung der Ausströmmenge. Versuchseinrichtung und Ergebnisse.

Meßgeräte und -verfahren.

A Swiss measuring machine. Von Gradenwitz. (Am. Mach. 26. Aug. 05 S. 179*) Bei der von der Genfer Gesellschaft für Physikalische Instrumente hergestellten Maschine ist das Mikroskop zum Ablesen der Länge unbeweglich, während der Vergleichmaßstab beweglich ist. Die Maschine soll bis auf 0,0005 mm genau anzeigen.

Metallbearbeitung.

Heavy German shears and presses. Von Perkins. (Iron Age 17. Aug. 05 S. 397/400*) Abbildungen von Erzeugnissen von

Breuer, Schumacher & Co. in Kalk bei Köln, die alle mit Druckwasser betrieben werden.

Nut-tapping machine. Constructed by the Acme Machinery Company, Cleveland, Ohio. (Engng. 25. Aug. 05 S. 245/46* mit 1 Taf.) Darstellung einiger in St. Louis ausgestellter selbsttätiger Maschinen zum Stauchen, Schmieden, Abstechen, Gewindeschneiden und Nutschneiden bei Schraubbolzen.

A sectional trimming die. Von Signer. (Am. Mach. 26. Aug. 05 S. 178*) Vorrichtung zum Stanzen von 7 mm dicken Stahlstücken.

Some notes on the development of eyebar manufacture. Von Springer. (Eng. News 17. Aug. 05 S. 175/77*) Geschichtliches über die Anwendung von Kettengliedern bei Brücken. Verfahren zur Herstellung von großen Kettengliedern bei der Keystone Bridge Works Co. in Keystone.

Motorwagen und Fahrräder.

Motordroschken und deren Betriebskosten. Von Vorreiter. Schluß. (Motorw. 20. Aug. 05 S. 537/38) S. Zeitschriftenschau v. 26. Aug. 05.

Das Problem des Traktionsakkumulators. Von Albrecht. (Motorw. 20. Aug. 05 S. 540/44*) Theorie und verschiedene Bauarten der Bleiakkumulatoren.

The couple gear electric truck. (Iron Age 10. Aug. 05 S. 385/86*) Der dargestellte 5 t-Lastwagen wird von 4 Elektromotoren von je 2 PS angetrieben, die aus einer 42-zelligen Akkumulatorenbatterie gespeist werden. Alle vier Räder sind lenkbar.

Pumpen und Gebläse.

The Brooks centrifugal pump. (Iron Age 17. Aug. 05 S. 402/03*) Die dargestellte Kapselpumpe wird von der Dayton Hydraulic Machinery Co. gebaut.

Oil pumps. Von Millar. (Am. Mach. 26. Aug. 05 S. 182/83*) Konstruktion von Kreiselpumpen, Kapselwerken und Kolbenpumpen mit schwingendem Zylinder für Schmierzwecke.

Schiffs- und Seewesen.

Neuere Kesselanlagen mit Niclausse-Kesseln. Von Züblin. Schluß. (Schiffbau 23. Aug. 05 S. 935/40*) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juli 05.

Textilindustrie.

An improved feed for woolen cards. (Text. World Rec. Aug. 05 S. 91/92*) Durch die neue Speisevorrichtung soll ein besseres Erzeugnis und eine um 25 vH höhere Leistung der Wollkrempel erzielt werden.

Modern mercerizing. (Text. World Rec. Aug. 05 S. 101/03*) Beschreibung einer von der H. W. Butterworth & Sons Co. in Philadelphia gebauten Mercerisiermaschine.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Large gas-engines. Von Mathot. Forts. (Engng. 25. Aug. 05 S. 263/66*) S. Zeitschriftenschau v. 2. Sept. 05.

Wasserversorgung.

Port Washington water-works under air pressure. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 205/06*) Das Pumpwerk, das von zwei 50pferdigen Benzinmotoren betrieben wird, speist vier Behälter von 190 cbm Gesamtinhalt; der Verteildruck von rd. 4,5 at wird durch Druckluft hervorgebracht, die in 2 Kompressoren erzeugt und in 4 Behältern aufgespeichert wird.

Pressure in city water works from fire protection view-point. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 212/14) Bericht von Hopson über diese Frage, insbesondre über die Vorteile höheren Wasserleitungsdruckes gegenüber eigenen Feuerlöscheinrichtungen der Gebäude. Wirtschaftliches.

Alimentation de Coolgardie en eau potable par une conduite de 565 kilomètres. Von Raulin. (Génie civ. 26. Aug. 05 S. 279/80*) Kurzer Bericht über die örtlichen Verhältnisse und über den Bau der Leitung, die für 23 000 cbm tägliche Leistung bestimmt ist.

Ziegelei und Tonindustrie.

Causes of body crazing in sewer pipe. Von Hull. (Eng. Rec. 19. Aug. 05 S. 216/18) Der Verfasser untersucht die möglichen Ursachen, auf die das Auftreten von Rissen beim Brennen von Tonröhren zurückzuführen wäre: Verschiedenheit der Formänderungen an der Außen- und an der Innenseite. Wirkung eingeschlossener Gase.

F. Reuleaux †

Im Alter von fast 76 Jahren ist am Sonntag den 20. August d. J. zu Charlottenburg der Geheime Regierungsrat, Professor Dr. h. c. Dr.-Ing. h. c. F. Reuleaux verschieden, nachdem er wenige Tage zuvor durch einen Gehirnschlag auf das Krankenlager geworfen worden war. Mitten aus rastloser fruchtbringender Tätigkeit, der er selbst noch in letzter Zeit weite Ziele gesteckt hatte, ist Reuleaux abgerufen worden, zum großen Schmerze nicht nur seiner nächsten Angehörigen, sondern auch seiner Freunde, Schüler und Verehrer, die von dem Altmeister der technischen Wissenschaften noch manches Forschungsergebnis erwartet haben.

Franz Reuleaux ist am 30. September 1829 zu Eschweiler geboren, als der vierte Sohn von Johann Josef Reuleaux, der daselbst eine der ersten Maschinenfabriken Deutschlands begründet hatte. Nach einer sorgfältigen schulmäßigen und praktischen Vorbereitung studierte er zunächst in den Jahren 1850 bis 1852 auf der Polytechnischen Schule in Karlsruhe unter Redtenbacher Maschinenbau, sodann, 1852 bis 1853, auf den Universitäten Berlin und Bonn Philosophie, insbesondre Mathematik und Mechanik. Als Frucht dieser Studien erschien alsbald die zusammen mit dem Ingenieur Moll verfaßte Schrift: »Die Festigkeit der Materialien, namentlich des Guß- und Schmiedeisens.«

Bereits 1854 begann, ebenfalls in Gemeinschaft mit Moll, die Herausgabe des Werkes »Konstruktionslehre für den Maschinenbau«, welche Reuleaux 1861 allein in Zürich vollendete. Die »Berechnung der wichtigsten Federarten«, inzwischen 1857 in Winterthur erschienen, ist die Grundlage für die Berechnung und Konstruktion von Federn geworden.

Infolge der günstigen Aufnahme seiner Erstlingswerke erhielt Reuleaux 1856, also im Alter von 27 Jahren, einen Ruf als ordentlicher Professor für Maschinenbau an die damals neu gegründete Polytechnische Schule zu Zürich, der er bald in Gemeinschaft mit den beiden andern Sternen der technischen Wissenschaften: Zeuner und Culmann, einen hervorragenden Ruf gewann.

Aus dem Zwange der Lehrtätigkeit, dem Reuleaux' außerordentliche Begabung für Philosophie und Logik entgegenkam, entsprang alsbald eine Gliederung und übersichtliche Ordnung des von ihm behandelten Lehrstoffes. Zunächst trennte er die Maschinenelemente als Sondergebiet ab und machte die Ergebnisse seiner Arbeit weiteren Kreisen in seinem 1861 in erster Auflage erschienenen »Konstrukteur« bekannt, einem Buche, das inzwischen in

den folgenden vier Auflagen außerordentlich an Umfang und Vertiefung zugenommen hat. Der Vollendung der fünften Auflage, von der als Sonderabdruck 1904 ein »Abriß der Festigkeitslehre« erschien, hat der Tod ein Ziel gesetzt. Reuleaux' »Konstrukteur« war jahrzehntelang ein bevorzugtes Handbuch der praktischen Konstrukteure, insbesondre seiner zahlreichen Schüler, denen in den Vorlesungen die Begründung und Entwicklung der Formeln und Ergebnisse mitgeteilt wurde, die leider in dem Handbuch selbst fehlt. Der »Konstrukteur« ist in die französische, englische, schwedische und russische Sprache übersetzt worden.

Auf denselben Anlaß, vielleicht auch noch auf Anregungen aus der Studienzeit (Redtenbachers Bewegungsmechanismen), ist die Schaffung des Lehrgebietes der Kinematik zurückzuführen. Der lange Zeit schwankende Begriff, der in der französischen Schule teils eine Verquickung von darstellender Geometrie und allgemeiner Bewegungslehre, teils eine solche von Mechanismenlehre und theoretischer Maschinenlehre enthielt, ist von Reuleaux scharf abgegrenzt als die Lehre von derjenigen besonderen Einrichtung der Maschine, vermöge welcher die in ihr vorkommenden Bewegungen zu bestimmten werden, und von ihm — allerdings erst in den letzten Jahren — mit dem schärferen Ausdruck Zwanglauflehre belegt worden. Die Erzwingung gewollter Bewegung durch Kombination widerstandsfähiger Körper ist das Ziel der Kinematik im Reuleauxschen Sinne. Ehe aber dieses Ziel erreicht werden konnte, hieß es: Ordnung bringen in die Vielgestaltigkeit der Maschinenelemente, der Mechanismen oder Getriebe, der Getriebekombinationen und der ganzen Maschinen. Hierzu war Reuleaux' Begabung gewissermaßen prädestiniert. Er selbst schildert in der Vorrede zu dem ersten Band seiner Kinematik, wie er bei der Arbeit allmählich inne geworden sei, daß sie zunächst zum größten Teil auf logisch-philosophischem Gebiet liege. In der Tat sind die grundlegenden Prinzipien der Reuleauxschen Kinematik von solch großartiger Allgemeinheit, daß sie nicht allein auf leblose, sondern auch auf lebende Maschinen (Menschen, Tiere, selbst Pflanzen) passen. Es ist deswegen verständlich, daß diese Prinzipien in Kapps »Philosophie der Technik« in ausführlichster Weise verwertet worden sind. Reuleaux selbst hat am Schluß des zweiten Bandes die Kinematik im Tierreich abriß- und andeutungsweise behandelt und ist daselbst zu reizvollen Ergebnissen gekommen.

Ordnung auf dem angedeuteten Gebiet der Maschinentechnik herzustellen, war in der Tat Reuleaux' vornehmste Lebensaufgabe, und diese hat er derart gelöst, daß voraussichtlich für lange Zeit, wenn nicht für immer, die Systematik der Kinematik festgelegt erscheint.

Daß aber auch die Kenntnis der theoretischen und angewandten Kinematik praktischen Nutzen in hohem Grade gewährt, hat er selbst und haben viele seiner früheren Schüler an zahlreichen Beispielen kundgetan; es wird auch weiterhin dadurch bestätigt, daß die von Reuleaux begründete kinematische Sammlung der Technischen Hochschule Berlin mehrmals, so für die Mc Gill University in Montreal, für die Cornell University in Ithaca, für Petersburg usw. mehr oder weniger umfangreich nachgebaut worden ist, und daß die Kinematik in Reuleauxschem Sinn auch im Ausland, in Amerika namentlich an der Cornell University, Mc Gill University, Hoboken-Institut, Lehigh South-Bethlehem University gelehrt wird.

Der erste Band, der die theoretische Kinematik behandelt, erschien 1875, der zweite, die praktischen Beziehungen der Kinematik zur Geometrie und Mechanik schildernd, durch umfangreiche Forschungsergebnisse bereichert, im Jahre 1900. Nach den Anzeigen der Verlagsbuchhandlung (Vieweg, Braunschweig) sollte ein dritter Band die angewandte Kinematik umfassen. Die erschienenen Teile sind in die italienische, französische und englische Sprache übersetzt worden.

Wenn auch die großen Lebensarbeiten Reuleaux' in Zürich ihren Ausgangspunkt haben, so sind sie dennoch, unterstützt durch die reichen Mittel, welche die kgl. preußische Staatsverwaltung ihnen lieh, in Deutschland vollendet worden. 1864 wurde Reuleaux an die Berliner Gewerbe-Akademie berufen, deren Direktion er im Jahre 1868 übernahm. Hier entwickelte er eine überaus reiche Lehrtätigkeit, von der die sehr selten gewordenen, von Studierenden der Gewerbe-Akademie 1868 herausgegebenen, als Manuskript gedruckten »Vorträge über Maschinenbaukunde« ein glänzendes Zeugnis ablegen.

Als Lehrer erfreute sich Reuleaux namentlich in der Vollkraft seiner Jahre der vollsten Anerkennung und der Begeisterung seiner Zuhörer. Ein formvollendeter, anregender, lebendiger Vortrag, der den sprödesten Stoff elegant bewältigte, dazu ein feines Gefühl für schöne Formen, denen seine sichere Hand an der schwarzen Tafel sofort den sichtbaren Ausdruck gab, sodann die Ausblicke auf noch im Werden begriffene Industrien oder Zweige solcher weckten in seinen Schülern Liebe zum Fach und spornten sie zu eigenem fruchtbringendem Wirken an. Mancher bedeutende Mann der Technik hat aus seinen Vorträgen für sich selbst die Lebensaufgabe herausgeholt, und mancher ist durch seine Anregungen zu gewinnbringender gewerblicher Tätigkeit geführt worden.

Auch weiteren Kreisen sind seine Ideen durch zahlreiche Vorträge in Vereinen und wissenschaftlichen Gesellschaften von ihm selbst mitgeteilt worden. Es würde zu weit führen, hier alle die zahlreichen Veröffentlichungen zu erwähnen, die solchem Wirken entsprangen. Nur einiges sei hier angeführt, so die Vorlesungen über die Grundbegriffe der wissenschaftlichen Kinematik vor der schweizerischen Naturforscherversammlung 1864, der Vortrag über Kultur und Technik, gehalten im niederösterreichischen Gewerbeverein im Jahre 1884, die Vorträge im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure über Geometrie, Mechanik und Kinematik im Jahre 1890[1]).

Zahlreiche andre Vorträge und Abhandlungen finden sich in den Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleißes, des Vereines für Eisenbahnkunde, des Vereines deutscher Maschinen-Ingenieure u. a. a. O.

Im Jahr 1896 schloß Reuleaux seine Lehrtätigkeit ab, nachdem er länger als 40 Jahre unermüdlich darin tätig gewesen war.

Reuleaux befleißigte sich in allen seinen Veröffentlichungen der größten Sorgfalt, namentlich ließ er diese der Sprache selbst angedeihen. Seine literarische Befähigung veranlaßte ihn, auch auf belletristischem Gebiete mitzuwirken; erwähnt sei sein lebendig und farbenprächtig geschriebenes Buch »Quer durch Indien«. Seine lebhafte Anteilnahme an den Bestrebungen des Deutschen Sprachvereines sind bekannt genug; manches von ihm geprägte Wort hat jetzt schon allgemeine Gültigkeit gewonnen und deckt bestimmte wissenschaftliche Begriffe in deutscher Denkweise.

Nicht unerwähnt darf seine rege Mitwirkung an dem Zustandekommen des Patentgesetzes und dem weiteren Ausbau der Patenttechnik gelassen werden; für beides hat er als Schriftsteller und als Mitglied des Kaiserlichen Patentamtes Großes geleistet.

Das Kunstgewerbe verdankt Reuleaux die hauptsächlichste Anregung zu einer Wiedererstarkung, was im Kreise des Berliner Kunstgewerbevereines rückhaltlos anerkannt wird.

Von der sonstigen Tätigkeit Reuleaux' ist zu erwähnen, daß er als Mitglied der Preisgerichte auf den Weltausstellungen in London (1862), Paris (1867), Wien (1873), Philadelphia (1876) und als Reichskommissar auf den Ausstellungen in Philadelphia, Sydney (1879) und Melbourne (1881) gewirkt hat. Auch gehörte er bis vor kurzem der Königlichen Technischen Deputation für Gewerbe als Mitglied an.

Sein umfangreiches Wirken wurde durch die Verleihung zahlreicher Orden und Ehrentitel öffentlich anerkannt. Er war unter anderm Ehrenmitglied der Gewerbevereine in Riga und Erfurt, des Vereines für Gewerbfleiß und des Vereines für Eisenbahnkunde in Berlin. Von der Universität in Montreal und von der Technischen Hochschule in Karlsruhe wurde ihm der Doktortitel ehrenhalber verliehen.

Auch der Verein deutscher Ingenieure, in dem er längere Zeit hindurch als »korrespondierendes Mitglied« eine ausgezeichnete Stellung einnahm, wird ihm stets ein ehrendes Andenken bewahren.

W. Hartmann.

---

[1]) s. Z. 1890 S. 217.

Rundschau.

Von der Edwards Railway Electric Light Co. in Chicago wird ein **elektrischer Scheinwerfer für Lokomotiven** ausgeführt, der sich bereits bei 250 Maschinen gut bewährt haben soll[1]). Das Lampengehäuse ruht auf einer gußeisernen Grundplatte, auf der auch eine kleine de Laval-Dampfturbine von 355 mm Raddurchmesser gelagert ist. Die Welle der Turbine läuft auf Kugeln und ist unmittelbar mit einer kleinen Dynamomaschine gekuppelt, die bei 2000 Uml./min Strom von 30 bis 35 Amp und 30 bis 35 V liefert. Durch eine 19,5 mm weite Leitung wird der Turbine Dampf aus dem Dom der Lokomotive zugeführt, das Auspuffrohr von 32 mm l. W. mündet in den Schornstein. Zur Einhaltung der Umlaufzahl ist ein Regulator vorhanden, der den Dampfzutritt drosselt. Die Lampe selbst ist mit einer Kohlen- und einer Kupferelektrode ausgerüstet. Vor der Hauptlinse ist unter 45° ein Spiegel angeordnet, der etwa 40 vH der erzeugten Lichtmenge in Form eines Strahlenbündels senkrecht nach oben auswirft, wodurch das Herannahen der Lokomotive auf große Entfernungen sichtbar gemacht wird. Um ferner zu verhindern, daß Führer von entgegenkommenden Lokomotiven durch das Licht geblendet werden, ist vor dem freibleibenden Teil der vorderen Linse ein durchscheinender Rollvorhang angebracht, der im Bedarfsfalle vom Maschinenführer fallen gelassen werden kann.

Bei den **Baldwin Locomotive Works** in Philadelphia sind seit ihrem Bestehen bestimmte Vorschriften in Kraft, nach denen **Lehrlinge angestellt und beschäftigt** werden. Ursprünglich waren die Vorarbeiter mit der Aufsicht und dem Anlernen der Lehrlinge betraut. Mit der zunehmenden Entwicklung der Fabrik stellte sich dies jedoch als unbefriedigend heraus, und im Jahre 1901 wurde deshalb ein besonderer Posten geschaffen, dessen Inhaber sich in erster Linie mit den Lehrlingen beschäftigen, gewissermaßen ihr Vormund sein soll. Die hiermit betraute Person bekümmert sich auch um das Wohlergehen der Lehrlinge außerhalb der Arbeitzeit und steht ihnen jederzeit mit Rat und Unterstützung zur Verfügung. Zurzeit bestehen drei Klassen von Lehrlingen. In die erste Klasse werden junge Leute von 17 Jahren, die eine gute Volksschulbildung besitzen, mit der Einwilligung des Vaters oder Vormundes aufgenommen. Die Lehrlinge müssen sich verpflichten, 4 Jahre zu lernen, die Arbeitzeit richtig einzuhalten und allen ihnen von einem Vorarbeiter oder andern in höherer Stellung befindlichen Personen gegebenen Anordnungen nachzukommen. Ferner müssen sie sich damit einverstanden erklären, daß die Firma auch über ihr Betragen sowohl außerhalb als innerhalb der Werkstätten wacht. Während der ersten drei Jahre der Lehrzeit müssen die Lehrlinge abends Fortbildungsschulen besuchen, in denen Algebra, Geometrie und die ersten Anfänge des technischen Zeichnens gelehrt werden. Bei der zweiten Lehrlingsklasse werden ähnliche Anforderungen gestellt wie bei der ersten; nur muß der Bewerber eine etwas bessere Schulbildung haben und bereits ein wenig in die Mathematik eingeweiht sein. Die Lehrlinge dieser Klasse müssen sich für drei Jahre verpflichten und werden zwei Jahre zum Besuch der Fortbildungsschule, wo auch technisches Zeichnen gelehrt wird, angehalten. In die dritte Lehrlingsklasse werden junge Leute von 21 Jahren oder darüber aufgenommen, die Schüler technischer Mittel- oder Hochschulen oder sonstiger wissenschaftlicher Anstalten sind, und die nun praktisch arbeiten wollen.

Die Firma ihrerseits verpflichtet sich, den Lehrlingen Gelegenheit zu geben, alle in der Fabrik vorkommenden technischen Arbeiten von Grund aus kennen zu lernen, und den Lehrling auch nach Ablauf der vereinbarten Lehrzeit bei sich zu behalten, vorausgesetzt, daß er anstellig und sein Betragen gut gewesen ist. Die Löhne für die verschiedenen Lehrlingsklassen stellen sich wie folgt:

	im 1. Jahr Pfg/st	im 2. Jahr Pfg/st	im 3. Jahr Pfg/st	im 4. Jahr Pfg/st
1. Klasse . .	21	30	38	47
2. Klasse . .	30	38	47	—
3. Klasse . .	55 bis 68	76 bis 85	—	—

Außerdem erhalten nach Beendigung ihrer vollen Lehrzeit die Lehrlinge der ersten Klasse 500 *M*, die Lehrlinge der zweiten Klasse 400 *M*. Zurzeit beschäftigen die Baldwin Locomotive Works 380 Lehrlinge. Während des vergangenen Sommers schickte die Firma eine Anzahl Lehrlinge nach St. Louis, um ihnen Gelegenheit zu geben, sich über die dort ausgestellten technischen Erzeugnisse zu unterrichten. Zur Wartung der von der Firma ausgestellten Lokomotiven wurden 12 Lehrlinge verwendet, die einander ablösten. Nach Beendigung der Ausstellung wurden die Lokomotiven von je einem Lehrling der Bestellerin zugeführt. Jeder Lehrling, der in St. Louis im Auftrage der Firma gewesen war, mußte einen Bericht über seine dort gesammelten Erfahrungen einreichen. (The Engineer 25. August 1905)

Auf dem Kongreß für Berg- und Hüttenwesen, der kürzlich zu Lüttich stattgefunden hat, sind von Divary gelegentlich der Besprechung eines Vortrages von Lodin bemerkenswerte **Erfahrungen über die Verwendung von trockenem Gebläsewind**[1]) auf dem Eisenhüttenwerk von Schneider & Co. in Creusot mitgeteilt, durch die die Angaben von James Gailey[2]) anscheinend bestätigt werden. Der Berichterstatter erwähnt, daß schon seit einigen Jahren in Creusot die Verschiedenheit im Koksverbrauch für 1 t erzeugtes Eisen im Sommer und im Winter aufgefallen sei. Die Aufzeichnungen vom Jahre 1901 führten im August des Jahres 1902 zu einer ersten Untersuchung dieser Frage. Es ergab sich, daß man auf eine Ersparnis von 50 bis 60 kg Koks für 1 t rechnen durfte, wenn der Hochofen mit Wind gespeist wurde, dessen Sättigungsgrad der Temperatur von 0° entsprach. Die Verhandlungen, die seit dem September 1903 mit verschiedenen Fabrikanten von Eismaschinen geführt wurden, um den Gebläsewind auf den Werken zu kühlen, haben bis heute noch zu keinem Ergebnis geführt. Es sind aber im Jahre 1904 wiederum sehr genaue Beobachtungen über die Feuchtigkeit des Gebläsewindes, den entsprechenden Koksverbrauch und die Leistungen der beiden Hochöfen Nr. 2 und 4 angestellt worden, die nachstehend angegeben sind.

	Wasser in 1 cbm Gebläseluft g	Mehrverbrauch an Koks für 1 t Eisen gegenüber dem trockensten Monat kg	mittlere Ausbeute in 24 Stunden t
Januar	6,3	0	90,5
Februar	6,6	10	88,7
März	7,6	13	87,2
April	7,8	47	81,2
Mai	10,0	56	78,3
Juni	11,7	103	75,7
Juli	13,0	133	70,0
August	12,0	90	76,6
September	9,3	55	90,0[3])
Oktober	8,0	28	86,0
November	7,6	25	86,5
Dezember	7,0	35	88,5

[1]) Engineering News 10. August 1905.

[1]) Iron Age v. 17. Aug. 1905.

[2]) s. Z. 1904 S. 1897.

[3]) Soll vielleicht heißen 80,0.

Leider hat Divary keine Angaben über den tatsächlichen Koksverbrauch wie auch darüber gemacht, ob die Leistungsverringerung in den Sommermonaten beabsichtigt gewesen ist oder nicht. In der Einschränkung der Erzeugung könnte der erhöhte Koksverbrauch zum Teil seine Erklärung finden. Im Gegensatz zu Obigem sind uns Beobachtungen auf deutschen Werken bekannt, die eine völlige Gleichmäßigkeit im Koksverbrauch bei gleichmäßiger Roheisenerzeugung nachweisen, obwohl doch auch hier erhebliche Schwankungen im Feuchtigkeitsgehalt der Luft vorhanden gewesen sein müssen.

Vor kurzem waren es, wie die Zeitschrift »Iron Age« mitteilt[1]), 10 Jahre, seit die erste elektrochemische Fabrik am Niagara, die Pittsburgh Reduction Company, ihren Betrieb eröffnet hat. Innerhalb dieses kurzen Zeitraumes hat **die elektrochemische Industrie an den Niagarafällen** einen großen Aufschwung genommen. Heute wird der in den großen Niagara-Kraftwerken erzeugte Strom in elektrischen Oefen zur Herstellung von künstlichem Graphit, von Siloxicon, einem neuen feuerfesten Ofenfutter, von Silizium, Karborundum, Kalziumkarbid, Phosphor und verschiedenen Eisenlegierungen ausgenutzt. Auf elektrolytischem Wege werden aus geschmolzenen Elektrolyten Aluminium, Natrium für die Gewinnung verschiedener wichtiger Verbindungen, Aetznatron und Chlor hergestellt. Die beiden letztgenannten Erzeugnisse werden auch durch Elektrolyse aus wässrigen Lösungen gewonnen. Auf dem gleichen Weg erzeugt man ferner Aetzkali, Chlorwasserstoffsäure und Chlorate. Die Verwendung elektrischer Entladungen in Gasen hat sich nur in einem Falle, bei der Herstellung von Ozon, als wirtschaftlich erwiesen, der hier bei der Erzeugung von Vanillin verwendet wird.

Eine bemerkenswerte Leistung wurde am 12. bis 14. August mit dem **Umbau einer Eisenbahndrehbrücke** in England erzielt. Dort wurde eine alte eingleisige Drehbrücke der Great Eastern-Eisenbahn über den Wensum-Fluß zwischen Norwich Thorpe und Trowse gegen einen neuen zweigleisigen Ueberbau ausgewechselt. Um 10½ Uhr am Abend des 12. August wurde jeder Verkehr über die alte Brücke eingestellt, und die Arbeiter begannen mit dem Abbruch der Brücke, der gleich nach Mittag des 13. vollendet war. Dann wurde sofort damit angefangen, die verschiedenen Abschnitte der neuen Brücke in ihre Lage zu bringen; um 7 Uhr morgens am 14. Aug. war die Brücke fertig, und um 10½ Uhr wurde sie in Betrieb genommen. Die neue Brücke ist insgesamt rd. 45 m lang und wiegt etwa 200 t.

Beim Vergleich von Turbinendampfern und Schiffen mit Kolbenmaschinen wird als Nachteil der ersteren häufig die geringere Manövrierfähigkeit, insbesondere beim Stoppen und beim Rückwärtsfahren, geltend gemacht. Die französische Westbahn und die London Brigthon and South Coast-Eisenbahn, als Eigentümer des für den Dienst zwischen Newhaven und Dieppe von der Fairfild Shipbuilding Co. neu gebauten **Turbinendampfers »Dieppe«**, haben sich daher ein Verdienst erworben, wenn sie dieser Frage der **Manövrierfähigkeit** auf den Grund gingen und gleich bei den ersten Fahrten der »Dieppe« eingehende Versuche darüber anstellten.

Eine schon in die Bauvorschrift aufgenommene Vorbedingung besagte, daß das Schiff bei 12 Knoten Fahrt innerhalb 100 m, vom Zeitpunkt des Befehles zum Rückwärtsfahren an gerechnet, zum Stillstand gebracht werden solle. Die Rückwärtsturbinen wurden daher im Verhältnis erheblich größer gemacht als bei den früher gebauten, ähnlichen Turbinendampfern und besonderer Wert auf schnelle Handhabung der Umsteuervorrichtungen gelegt.

Bei der Einfahrt in den Hafen von Dieppe war durch verankerte Boote eine Strecke abgesteckt. Das Schiff näherte sich dem ersten Boot mit etwas über 12 Knoten Geschwindigkeit; 6 sk, nachdem der Befehl »volle Kraft rückwärts« gegeben war, liefen die Turbinen bereits rückwärts, und nach 41 sk begann sich das Schiff rückwärts zu bewegen, nachdem es während dieser Zeit noch einen Weg von 91 m zurückgelegt hatte. Wenn diese Ergebnisse nicht etwa durch Strömung, Wind oder dergl. günstig beeinflußt sind, so kann von einem neuen Erfolg der Turbinendampfer gesprochen werden. Die durchschnittliche Geschwindigkeit der »Dieppe« betrug auf den ersten Fahrten zwischen Newhaven und Dieppe und zurück 21,64 Knoten. Das Schiff ist 83 m lang, 10 m breit und geht bei 1360 t Wasserverdrängung 2¾ m tief. Bei der Einrichtung des Schiffes, den Deckaufbauten usw. ist erfreulicherweise etwas mehr auf die Bequemlichkeit der Fahrgäste Rücksicht genommen als bei den älteren Dampfern der Linie Newhaven-Dieppe.

Vom 22. bis 24. Juli d. J. hat bei New York eine **Dauerwettfahrt von Motorbooten** stattgefunden, die sich über eine Strecke von rd. 520 km Länge ausdehnte. Zugelassen waren Boote unter 12 m Länge, deren jedes mit 4 Mann Bedienung und voller Ausrüstung versehen war. An der Wettfahrt beteiligten sich 12 Boote, von denen 5 das Ziel erreichten. Während der ersten 10 Stunden hatten die Boote gutes Wetter; dann aber hatten sie mit Sturm zu kämpfen. Das schnellste Boot, der rd. 9 m lange »Talisman«, der mit einem 8 pferdigen Einzylindermotor ausgestattet war, hatte eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 6½ Knoten aufzuweisen, was unter den schwierigen Wetterverhältnissen immerhin bemerkenswert ist.

Die französische Marine hat drei **neue Unterseeboote** »Opale«, »Emeraude« und »Sapphire« in Bau gegeben, welche die größten bisher gebauten Schiffe dieser Art werden. Die Wasserverdrängung beträgt 422 t, die Länge 45 m, die Breite über Hauptspant 3,8 m. Jedes Fahrzeug soll 2 Schrauben erhalten, die bei der Fahrt an der Wasseroberfläche von Wärmekraftmaschinen und im untergetauchten Zustande von Elektromotoren, die von einer Akkumulatorenbatterie gespeist werden, angetrieben werden. Die beiden Wärmekraftmaschinen sollen zusammen 600 PS leisten, womit man eine Geschwindigkeit von 12 Knoten zu erreichen gedenkt. Jedes Unterseeboot soll 6 Torpedorohre erhalten. Die Wohnlichkeit auf den Schiffen wird natürlich bedeutend erhöht sein, außerdem wird auch der Aktionsradius größer. (Engineering 25. August 1905)

Der Norddeutsche Lloyd in Bremen hat einen **neuen grofsen Schnelldampfer** von den Abmessungen des »Kaiser Wilhelm II.«[1]) bei der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan in Bau gegeben. Das Schiff soll 215 m über alles lang und rd. 22 m breit werden und eine Wasserverdrängung von rd. 26000 t erhalten. Zum Antrieb sollen 4 Vierfach-Expansionsmaschinen von zusammen rd. 45000 PS dienen.

Die Fertigstellung des Empfangsgebäudes für den **Hauptbahnhof in Hamburg** soll im Oktober 1906 erfolgen. Die Haupthalle von 73 m Spannweite wird die weiteste Bahnhofshalle in Deutschland werden und somit die Hallen der Bahnhöfe zu Dresden, Köln und Frankfurt a. M. übertreffen. Die letztgenannte Halle, bisher die weiteste Deutschlands, hat nur 56 m Spannweite. An die Hamburger Haupthalle schließen sich beiderseits Nebenschiffe von 20 m Stützweite. Die Gesamthöhe der Haupthalle bis zur Spitze des Oberlichtes, gemessen von der Schienenoberkante, beträgt 36 m.

Der Gewerbepflegeverein (Sociedad de Fomento Fabril) **in Santiago** (Chile), eine gemeinnützige Gesellschaft, die eine Beihülfe vom Staat bezieht und eine Anzahl gewerblicher Lehranstalten unterhält, beabsichtigt von Anfang Dezember d. J. bis Anfang Februar k. J. in den Räumen der dortigen ständigen Gewerbeausstellung (Esposicion permanente) **eine internationale Ausstellung für gewerbliche Spiritusverwertung**, von Pumpen und Pressen sowie von Maschinen für das Kleingewerbe zu veranstalten. Sie hat zu diesem Behufe bei dem Minister für Gewerbe und öffentliche Arbeiten eine Unterstützung von 100000$ nachgesucht, an deren Bewilligung durch den Kongreß nicht zu zweifeln sein dürfte.

Nach dem Ausstellungsprogramm soll die See- und Landfracht vom Ursprungshafen bis zum Ausstellungsort bei den Gegenständen, die mit einer an den Ausstellungskommissar visierten Rechnung eingehen, im allgemeinen dem Ausstellungsunternehmen zur Last fallen. Ausgenommen sind Motoren von mehr als 25 PS und deren Zubehör. Falls die Gegenstände im Lande bleiben oder nicht innerhalb neunzig Tagen nach Schluß der Ausstellung wieder ausgeführt werden, hat der Aussteller die Fracht zu erstatten. In gleicher Weise hat er den Zoll für die zollfrei eingehenden Ausstellungsgegenstände zu entrichten, wenn diese verkauft werden oder im Lande bleiben.

Die Ausstellung dürfte, insbesondre soweit es sich um die Alkoholverwertung handelt, für die deutsche Industrie von Interesse sein; nimmt diese doch auf dem genannten Gebiete die erste Stelle ein. Für Chile aber ist gerade die gewerbliche Verwertung des Spiritus von besondrer Bedeutung, da es über eine große Menge für die Alkoholerzeugung geeigneter Rohstoffe verfügt. (Nach einem Bericht des Kais. Generalkonsulats in Valparaiso)

---

[1]) vom 17. August 1905.

[1]) s. Z. 1903 S. 1093.

Das Programm der kgl. Technischen Hochschule zu Berlin für das Studienjahr 1905/06 verzeichnet eine Reihe von **neuen Instituten**, wovon ein Teil sich allerdings noch im Bau befindet. Die Abteilung für Architektur hat eine Prüfstation für Heiz- und Lüfteinrichtungen erhalten, die von Prof. Rietschel geleitet wird. Die Abteilung für Bauingenieurwesen erhält ein Laboratorium für Statik der Baukonstruktionen (im Bau) unter der Leitung von Prof. Müller-Breslau. In der Abteilung für Maschineningenieurwesen sind zu den bereits vorhandenen Laboratorien für Maschinenbau und Elektrotechnik hinzugekommen: ein Festigkeitslaboratorium unter der Leitung von Prof. E. Meyer, ein Versuchsfeld für Maschinenelemente unter der Leitung von Prof. Kammerer, ein elektrotechnisches Versuchsfeld unter der Leitung von Prof. W. Reichel, eine Lokomotivprüfanlage (im Bau) unter der Leitung von Prof. v. Borries, sowie endlich eine Versuchsanstalt für Wassermotoren auf der Schleuseninsel im Tiergarten, die Prof. E. Reichel unterstellt ist. Damit ist die Zahl der Institute an der Technischen Hochschule Berlin von 10 auf 17 erhöht.

Die für das abgelaufene Sommerhalbjahr festgestellten Besuchzahlen der **Akademie für Sozial- und Handelswissenschaften Frankfurt a/M.** ergeben wiederum einen Zuwachs der Besucher (immatrikulierten Studierenden) gegenüber den vorhergehenden Semestern. Die Zahl derselben betrug 169, also 17 mehr als im Sommerhalbjahr 1904 und 4 mehr als im Winterhalbjahr 1904/05. Die Zahl der Hospitanten und Hörer, welche vorwiegend die Abendstunden besuchen, geht erfahrungsgemäß immer im Sommerhalbjahr erheblich zurück. Als eine erfreuliche Erscheinung ist es zu betrachten, daß die Zahl der im Durchschnitt von den Hospitanten und Hörern belegten Stunden größer geworden ist. Die Gesamtfrequenz betrug 392.

Unter den Besuchern (immatrikulierten Studierenden) waren 89 Kaufleute und 27 Industrielle, Ingenieure, Architekten usw. Die Zahl der übrigen Besucher setzte sich zusammen aus höheren (21) und mittleren (3) Verwaltungsbeamten, Lehrern (32), Studierenden der neueren Sprachen (4) und Angehörigen sonstiger gelehrter Berufe (5). Zwei Frauen waren immatrikuliert.

Ein sehr großer Teil der Besucher hatte schon anderweitige Hochschulbildung genossen. 42 hatten schon Universitäten besucht und ihre Studien dort großenteils abgeschlossen, 8 hatten technische Hochschulen absolviert, und 10 kamen von andern deutschen Handelshochschulen. Unter den übrigen überwogen bei weitem diejenigen mit längerer (mindestens zweijähriger) praktischer Tätigkeit. Nur 9 kamen unmittelbar mit dem Abgangszeugnis von 9 klassigen Schulen.

An Ausländern waren an der Akademie nur 28 immatrikuliert.

Bei Versuchen mit einem neuen Vergaser für flüssigen Brennstoff in Breslau ist infolge eines unaufgeklärten Unfalles der Zivilingenieur **Adolf Altmann** aus Berlin **vom Tode ereilt worden**. Altmann wurde im Jahre 1850 zu Steinau in Schlesien geboren und erhielt seine technische Ausbildung an der Gewerbeschule in Liegnitz sowie an der Gewerbeakademie zu Berlin. Nach Beendigung des Krieges von 1870, den er als Freiwilliger mitgemacht hatte, war er in verschiedenen Maschinenfabriken als Konstrukteur tätig, bis er 1879 eine kleine Fabrik für landwirtschaftliche Maschinen und Kleinbahngeräte errichtete. Hier hatte er Gelegenheit, an der Entwicklung der Kleinmotoren für die verschiedensten Betriebstoffe mitzuarbeiten, und zahlreiche Erfindungen auf diesem Gebiete liefern den Beweis für die Rührigkeit seines Geistes. Besondere Verdienste hat sich der Verstorbene um die Einführung der Spiritusmotoren in Deutschland erworben. 1902 zog er sich von der Leitung der mittlerweile nach Marienfelde bei Berlin verlegten Maschinenfabrik zurück, um fortab nur als Zivilingenieur und Sachverständiger in Fragen des Motoren- und Motorwagenwesens tätig zu sein. Auch jetzt hat er noch Gelegenheit gefunden, sich dem neu aufstrebenden Gebiete der Motorwagen für Dampfbetrieb zu widmen, für die er eine eigenartige, besonders für Deutschland geeignete Konstruktion entworfen hat. Das grausame Geschick, das den Verstorbenen zum Opfer seines Berufes gemacht hat, verdient die Teilnahme aller Fachgenossen.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 160983. Niederschlagwasserableiter für Dampfturbinen. Vereinigte Dampfturbinen-Ges. m. b. H., Berlin. In den Leitradschaufeln l sind Kammern k gebildet, die durch schmale Schlitze s oder kleine Oeffnungen mit den hohlen Seiten der Dampfzellen in Verbindung stehen, die durch Fliehkraft an die hohle Wand geschleuderten Wasserteilchen aufnehmen und durch Bohrungen b, c nach außen leiten. Die Teile s, k, b können auch in den Laufradschaufeln r angebracht werden, wo die Fliehkraft die Weiterförderung des Wassers unterstützt.

Kl. 14. Nr. 160638. Umlaufende Kolbenmaschine. F. A. Franzén und P. E. Fahlbeck, Lund (Schweden). Ein auf der Welle w befestigtes Rad b enthält 3 Zylinder c, deren Achsen sich in einem Punkte der Achse von w schneiden, und die in c arbeitenden Kolben f sind durch Zapfen m an eine Kurbelscheibe l angeschlossen, deren Welle w_1 außerachsig zu w im Gehäuse a gelagert ist in der Weise, daß die Cardanischen Kreise e, n beim Abrollen sich stets im höchsten Punkte berühren. In c angebrachte Führungsschlitze d für die Zapfen m sind mit Arbeitsleisten d_1 auf l und den Deckel k dampfdicht aufgeschliffen und werden außerdem durch federnde Ringe q gegen m abgedichtet. Die Kolben f arbeiten nur in der jeweils oben befindlichen Zylinderhälfte, während unten der Abdampf durch Ausnehmungen i in k und g in der (ruhenden) Steuerscheibe x in den Auspuff h entlassen wird. Die Zylinder c können auch feststehen, wobei dann w_1 in einem Arm oder einer Scheibe gelagert wird, die auf einer zu w gleichachsigen Welle sitzt.

Kl. 14. Nr. 160984. Vorrichtung zur Vergrößerung der Kondensatorspannung. O. Bühring, Mannheim. Bei Dampfmaschinen a, deren Abdampf in Heizkörpern b, b_1 (Vorwärmer usw.) ausgenutzt und deshalb auf dem Wege von b zum Kondensator e bei c gedrosselt wird, sinkt die Spannung in e um so tiefer, je stärker die Drosselung ist, was eine unnütze Vergrößerung der Einspritzwassermenge und der Luftpumpenarbeit zur Folge hat. Um dies zu verhindern, wird hinter c ein Lufthahn angebracht und so eingestellt, daß die Saugwirkung hinter c noch für den Wärmebedarf in b, b_1 eben hinreicht. Durch Wechselschieber d, d_1 kann die Maschine auf unmittelbare Kondensation gestellt werden.

Kl. 14. Nr. 160962. Stufenscheibensteuerung. E. Lang, Wien. Von zwei Gabelhebeln cc_1, dd_1 ist d bei f fest, c bei e in d gelagert und bei g mit dem Steuergestänge verbunden. Wenn die oberen Rollen c_2, d_2 beide auf der inneren oder der äußeren Stufe der Steuerscheiben a, b laufen, decken c und d einander, und g wird wenig oder (bei $c = d$) gar nicht bewegt. Wenn die stellbare Scheibe b gegen die feste a nacheilt, schlägt g abwechselnd nach unten und nach oben aus. Die Größe der Nacheilung bestimmt den Füllungsgrad.

Kl. 21. Nr. 160391. Befestigung der Wicklung bei Dynamomaschinen. Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. Die zur Unterbringung der Wicklung dienenden Nuten werden in der Weise hergestellt, daß in entsprechende Nuten des Läufers Zähne b eingesetzt werden und in die nutenartigen Zwischenräume zwischen den Zähnen die Wicklung c gelegt wird, die durch die Form der Zahnköpfe b vor dem Herausschleudern geschützt ist. Die Form des Magnetfeldes wird ferner dadurch nach Wunsch beeinflußt, daß man einzelne Zähne aus unmagnetischem Stoff herstellt.

Kl. 20. Nr. 161921. Stromabnehmer. E. A. Bush, Wilmersdorf. Am oberen Ende der Stange *a* ist unterhalb der Kontaktrolle *d* eine aus nur einer Windung bestehende federnde Spirale *f* in jeden der beiden Stangenarme eingeschaltet. Diese Spiralen haben das Bestreben, die Rolle nach oben und nach vorn zu drücken, und wirken schneller und sicherer als die unten angreifenden Federn, die daneben noch bestehen können.

Kl. 35. Nr. 159920. Sicherheitskurbel. R. Braun, Kandrzin (O/S.). Dreht man die auf der Welle *a* lose sitzende Kurbel *e* in der Pfeilrichtung, so wird durch Schraubenflächen *f* die Kegelreibkupplung *b* zwischen dem losen Sperrade *c* und der Welle *a* eingerückt, und die Last wird gehoben, wobei das mit *e* fest verbundene Sperrad *d* unter der federbelasteten Hakenklinke *q* fortgleitet. Läßt man *e* los, so hält die Feder *o* die Kupplung *b* geschlossen. Zum Senken der Last legt man mittels Handgriffes *h* die Klinke *g* in *c* ein und dreht unter stärkerer Anspannung von *o* die Kurbel *e* mit *d* etwas zurück, wodurch die Kupplung *b* gelüftet, nach Loslassen von *e* aber sofort wieder eingerückt wird.

Kl. 37. Nr. 162295. Wellblecheindeckung. R. Wüstehube, Königshütte O./S. Das bombierte Wellblech wird auf geneigten oder gekrümmten Obergurten der Dachbinder so gelagert, daß die Richtung der Wellen *a* senkrecht zu derjenigen der Dachbinder *b* verläuft. Dadurch wird eine der Zahl der Binderfelder gleiche Anzahl von Wellblechtonnen gebildet.

Kl. 46. Nr. 160924. Gasmaschinensteuerung. O. Recke, Rheydt. Die Steuerwelle *e* öffnet mittels Gestänges und Einlaßventilhebels *f* mit Druckrolle *l* das Einlaßventil *d* mit unveränderlichem Hube, während der veränderliche Hub des Misch- und Drosselventiles *a b c* dadurch erzielt wird, daß *f* durch Druckrollen *k* auf den zweiarmigen Mischventilhebel *g* wirkt, dessen Drehpunkt *h* in einem Arm *i* der vom Regler einzustellenden Welle *q* liegt, so daß der auf die Druckrolle *n* des Mischventiles wirkende Arm sich verkürzt, wenn der von *k* niederzudrückende Arm sich verlängert, und umgekehrt. Die Druckflächen *o, p* an *g* sind so gestaltet, daß sie bei der Verstellung von *g* zur Erzielung eines geräuschlosen Ganges stets in Berührung mit *k, n* bleiben und die Druckrichtungen *r* stets parallel mit *i* sind, so daß die Drücke vollständig von *q* aufgenommen werden und auf den Regler nicht zurückwirken.

Kl. 47. Nr. 161179. Bremse. L. E. Ducoté, Paris. Ein bei *i* am Gestell *j* (Nebenfigur) drehbarer zweiteiliger Bremsring *f* von keilförmigem Querschnitt wirkt auf eine mit der Nabe a_1 verbundene Bremsscheibe *a*, auf deren Boden *c* ein Kranz von Kugeln *d* angeordnet ist, der von einem geschlitzten, in einer Ringnut von *f* gelagerten federnden Ring *e* zusammengehalten wird. Bei gelöster Bremse dreht sich *f, c* fast reibungsfrei in *d, e*; beim Anziehen der Bremse mittels Daumenhebels *mo* aber mildern Zwischenfedern *g* den Druck von *f* auf *d, e*, ohne den Bremsdruck von *f* auf *a* zu beeinträchtigen.

Kl. 47. Nr. 159961. Kugelschwimmerventil. H. Schrader, Hermsdorf (Nordbahn), und P. Staedtefeld, Berlin. Um das Ansetzen von Kesselstein am Kesselspeiseventil zu verhindern, ist die Oberfläche der im Führungskorbe *g* spielenden Ventilkugel *f* mit Vertiefungen *h* versehen, die in Stifte *i* greifen, so daß die steigende oder fallende Kugel in rollende Bewegung kommt, sich an *i* reibt und ihre Oberfläche rein erhält.

Kl. 47. Nr. 160976. Kugellagerkäfig. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. Die in Rillen ungeteilter Laufringe *a, b* rollenden Kugeln *c* werden durch Ansätze *e* eines federnden Ringes *d* getrennt, der bei *f* aufgeschnitten ist, so daß man ihn zusammendrücken und zwischen die Laufringe und Kugeln schieben kann. Die Einschnitte *g* sind enger als der Kugeldurchmesser und an ihren Enden kreisförmig erweitert, damit der Ring nach dem Auffedern an den Kugeln Halt finde.

Kl. 47. Nr. 160998. Druckminderventil. M. Lumley, London, und J. B. Bourseau, Paris. Um das vom Hochdruckbehälter durch *u, v, w, x* zum Minderdruckbehälter strömende Gas von der Kammer *k* fern zu halten, ohne die Ventilspindel *s* durch zu großen Dichtungsdruck zu belasten und dadurch das Ventil unempfindlich zu machen, wird ein elastischer Dichtungsring *d* durch eine Feder *f* um so mehr zusammengedrückt, je mehr sich das Ventil *v* öffnet, aber wieder entlastet, sobald es sich schließt.

Kl. 81. Nr. 160166. Hängebahn. K. Kleinert, Wiesbaden. Um über Kreuzungen ohne Stoß hinwegzukommen und dabei einen Richtungswechsel zu ermöglichen, sind vor und hinter der einachsigen, zweirädrigen Laufkatze *b* kleine Laufräder *h*, die sich um eine senkrechte Achse *g* drehen können, angeordnet, welche bei Unterbrechungen die Last aufnehmen und das ganze Gestell zu drehen gestatten.

Kl. 81. Nr. 160803. Förderband. Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk bei Köln. Die einen Rost bildenden Tragplatten *a* schwingen an ihrem einen Ende um Achsen *b*, die gleichzeitig die Laufrollen tragen; mit ihrem andern Ende liegen sie auf einem frei pendelnden Bügel *f*. Stößt *f* an einen Anschlag *h* und schwingt aus, so fallen die Platten herab und entleeren sich. Soll der Tragrost wieder in den Bügel *f* einklinken, so wird er durch Führungen *i* in seine Anfangstellung zurückgebracht.

Kl. 88. Nr. 160935. Stellring für Finksche Leitschaufeln. H. Leffler, Gotha. Der mit den drehbaren Leitschaufeln *a* durch Lenkstangen *d* verbundene Ring *f* hat U-förmigen Querschnitt und umfaßt die Lenkstangen von beiden Seiten, so daß die Zapfen *e* an beiden Enden gelagert werden können und die Enden der Leitschaufeln *a* nur die kurzen Schlitze für die Zapfen *c* abzudecken haben, um alle Unreinigkeiten von den Gelenken fern zu halten.

Kl. 88. Nr. 160494. Windrad. Th. Lohmann jr., Kocherthürn bei Neuenstadt/Kocher. Die um eine radiale Achse *b* drehbaren Flügelhälften *c, d* sind durch Streben *e, f* jede für sich mit federbelasteten Büchsen *g, h* verbunden, die auf der Radachse *a* verschiebbar sind, so daß sie sich bei bestimmter Federspannung und Windstärke in die günstigste Lage einstellen (Nebenfigur unten), wenn aber der Winddruck wächst, nach der unwirksamen Lage hin (Nebenfigur oben) zurückweichen, um die Umlaufzahl unverändert zu erhalten.

D. R. G. M. 249075. Graphitöl-Schmierapparat. A. Bermbach & Co., Krefeld. Die in die Oeldruckleitung *x, y* eingeschaltete Vorrichtung besteht aus einem Zylinder, in dem durch eine Schaltvorrichtung *c, i* Rührflügel *b* langsam gedreht werden, so daß Oel und Graphit stets durcheinander gemischt zur Verbrauchstelle gedrückt werden.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Der 5000pferdige Turbogenerator im Elektrizitätswerk Frankfurt a. M.

Geehrte Redaktion!

In Nr. 23 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure findet sich unter der Rubrik »Sitzungsberichte der Bezirksvereine« auf S. 964 im Bericht des Hannoverschen Bezirksvereines eine Bemerkung von Hrn. ter Meer, daß er sich im Elektrizitätswerk Frankfurt a/M. davon überzeugt habe, daß die Dampfturbine infolge Erwärmung des Generators den Betrieb nicht dauernd übernehmen könne. Zur Berichtigung der Ueberzeugung des genannten Herrn bringen wir zur Kenntnis, daß der in unserm Betrieb befindliche 5000pferdige Turbogenerator System Brown Boveri-Parsons jeweils von Mittwoch vormittags bis zum nächsten Dienstag abends, also eine volle Woche, ununterbrochen im Betrieb ist. Sofern Hr. ter Meer beabsichtigen sollte, noch weitere Mitteilungen über unsre Turbinenanlage zu machen, sind wir gerne bereit, ihm mit richtigen Unterlagen zu dienen.

Frankfurt a/M., den 12. Juli 1905.

Hochachtend

Städtische Elektrizitätswerke.

Geehrte Redaktion!

Wie ich Ihnen bereits unterm 16. Mai d. J. schrieb, ist der Bericht über die auf den Vortrag des Hrn. Klippe folgende Besprechung in vielen Punkten nicht zutreffend gewesen, und ich war nicht imstande, eine Berichtigung des Berichtes vorzunehmen, da ich in der Sitzung, in welcher dieser Bericht verlesen wurde, nicht anwesend war. Meine Bemerkung, welche sich auf die Dampfturbine des Elektrizitätswerkes Frankfurt bezog, ist seitens des Schriftführers nicht richtig wiedergegeben worden.

Ich sagte, nachdem ich in meiner Erwiderung auf den Vortrag des Hrn. Klippe die verschiedenen Schwierigkeiten berührt hatte, die beim Bau und Betrieb von Dampfturbinen auftreten, nebenbei, daß auch der Bau der zu den Dampfturbinen gehörigen Dynamomaschinen nicht einfach sei; u. a. trete beim Betrieb dieser Dynamomaschinen eine sehr starke Erwärmung auf, die bis zu 60 und 70° C steigen könne, wovon ich Gelegenheit gehabt habe, mich bei einem Besuche des Frankfurter Elektrizitätswerkes zu überzeugen. Meines Erachtens liegen diese Temperaturen direkt an der Grenze des Zulässigen, so daß jedenfalls eine außerordentliche Aufmerksamkeit notwendig wäre, um einen dauernden Betrieb gerade bei dieser Erwärmung aufrecht zu erhalten.

Ich habe mich bei dem Besuche des Frankfurter Elektrizitätswerkes selbst davon überzeugt, wie gut die Maschine ging, und es wurde mir auch seitens des Personals gesagt, daß die Turbine den Hauptanteil an dem Betriebe trage. Es lag mir ganz fern, von einer Betriebsunsicherheit dieser Turbine zu sprechen.

Mit aller Hochachtung

Linden vor Hannover, den 15. Juli 1905. ter Meer.

Angelegenheiten des Vereines.

Deutsches Normalprofilbuch für Walzeisen zu Bau- und Schiffbau-Zwecken.

Aus Veranlassung des 27jährigen Bestehens der Kommission zur Aufstellung von Normalprofilen für Walzeisen zu Bau- und Schiffbau-Zwecken hat der Vorsitzende der Kommission, Hr. Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. Heinzerling-Aachen, eine Denkschrift über die Entstehung des Werkes und seine Fortführung bis zur Gegenwart verfaßt[1]).

Als ein Vorläufer der auf die Feststellung von Normalprofilen für Walzeisen gerichteten Bestrebungen ist es zu betrachten, daß auf der 11. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure 1869 in Stettin Nack ein gemeinsames Vorgehen des Vereines anregte, um einheitliche Walzenkaliber nach metrischem Maß aufzustellen und die gangbaren Walzeisensorten übersichtlich zu ordnen[2]). Jedoch kam trotz der Vorarbeiten des Oberschlesischen Bezirksvereines noch nicht gleich etwas Rechtes zustande. Erst 8 Jahre später, als der Technische Verein für Eisenhüttenwesen, damals ein Zweigverein des Vereines deutscher Ingenieure, sich seit seiner Generalversammlung am 17. Dezember 1876 eifrig mit »Maßnahmen zur Erweiterung des Eisenverbrauches« beschäftigte, stellte sich das unabweisbare Bedürfnis heraus, den Verbrauchern von Eisen dessen Anwendung durch übersichtliche Tafeln der Maße und Gewichte der gebräuchlichen Formeisen zu erleichtern. Der Aachener B.-V. setzte zu diesem Zweck einen Ausschuß ein, welcher wiederholt über den Fortgang seiner Arbeiten berichtete. Diese Arbeiten ergaben u. a. auch, daß eine große Zahl von Profilen in Gebrauch war, die einen viel zu großen Materialaufwand im Verhältnis zur Leistung darstellten. Das führte zur Aufstellung geordneter Reihen von Profilen für I-Träger, Winkel- und andre Formeisen für Bauzwecke, welche bei leichter Herstellbarkeit eine möglichst große Tragfähigkeit mit möglichst kleinem Stoffaufwand verbanden. Auf der 19. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure 1878 in München hielt Intze hierüber einen Vortrag[1]), der nach eingehender Verhandlung zu folgendem Beschluß führte:

»Die Versammlung beauftragt den Aachener B.-V., in »Verbindung mit dem Technischen Verein für Eisenhütten»wesen fünf Vereinsmitglieder zu wählen, welche die Aufgabe »haben, mit den vom Verbande deutscher Architekten- und »Ingenieur-Vereine[2]) zu wählenden fünf Mitgliedern zu einer »gemischten Kommission zusammenzutreten. Die Vertreter »des Vereines sollen ausdrücklich aufgefordert werden, diese »gemischte Kommission zu veranlassen, sich vorerst durch »Kooptation in der Weise zu verstärken, daß die Interessen »aller Kreise von Konsumenten dabei zur Geltung kommen.«

Von seiten des Vereines deutscher Ingenieure wurden in die Kommission gewählt:

Blau, Direktor der Burbacher Hütte, Saarbrücken,
Intze, Professor an der Technischen Hochschule, Aachen,
Kirdorf, Direktor des Hüttenwerkes Rote Erde bei Aachen,
Meier, Oberingenieur der Hermannshütte, Hörde,
Vahlkampf, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Oberhausen;

von seiten des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine:

Engesser, Ingenieur, Karlsruhe,
Gerber, Direktor der Süddeutschen Brückenbau-A.-G., München,

---

[1]) Denkschrift zum 27jährigen Bestehen der Kommission zur Aufstellung von Normalprofilen für Walzeisen zu Bau- und Schiffbau-Zwecken, von 1878 bis 1905, verfaßt von Dr. Friedrich Heinzerling, kgl. Baurat und Geheimer Regierungsrat, Professor der kgl. Technischen Hochschule zu Aachen.

[2]) Z. 1869 S. 785.

[1]) Wochenschrift des V. d. I. 1878 S. 353.

[2]) Der Vorstand deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine hatte auf Antrag von Scharowsky 1878 in Dresden beschlossen, die Frage gemeinsam mit dem Verein deutscher Ingenieure zu bearbeiten.

Heinzerling, Professor an der Technischen Hochschule, Aachen,
Scharowsky, Zivilingenieur, Dresden,
Winkler, Professor an der kgl. Bauakademie, Berlin.

Die Kommission wählte Heinzerling zum Vorsitzenden und übertrug ihm und Intze die Geschäftsführung.

Der 20. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure 1879 in Hamburg wurde ein von Intze verfaßter Bericht über die Arbeiten der Kommission vorgelegt und deren Anträge genehmigt. Da die umfangreichen Arbeiten nicht binnen kurzer Frist bewältigt werden konnten, verlängerten die folgenden Hauptversammlungen den Auftrag der Kommission, bis dann Intze der 23. Hauptversammlung in Magdeburg 1882 berichten konnte[1]), daß das Werk zum Abschluß gebracht, das erste deutsche Normalprofilbuch für Walzeisen veröffentlicht worden sei; zugleich teilte er mit, daß auf Wunsch der kaiserlichen Admiralität auch für Schiffbauzwecke Normalprofile aufgestellt und in das Normalprofilbuch aufgenommen worden seien. Zu diesem Zweck hatte sich der Ausschuß durch Zuwahl von

Dietrich, Geheimer Admiralitätsrat, Berlin,
Haack, Direktor der A.-G. Vulcan, Stettin,
Overbeck, Direktor der A.-G. Weser, Bremen,
Schüler, Generaldirektor des Germanischen Lloyds, Berlin,

verstärkt.

Mit Recht spendete der Vorsitzende der 23. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure den Arbeiten der Kommission reiches Lob; es ist aber doch geboten, an dieser Stelle zu bemerken, daß das deutsche Normalprofilbuch für Walzeisen nicht in dem sonst üblichen Sinn als eine Arbeit der Kommission und dadurch der beiden in ihr vertretenen Vereine zu betrachten ist. Es ist in erster Linie das Werk der beiden Herausgeber: F. Heinzerling und O. Intze. Gewiß haben die übrigen Mitglieder der Kommission es an fleißiger Mitarbeit nicht fehlen lassen; gewiß ist ihrem sachkundigen Rat ein erheblicher Anteil an dem Gelingen des Werkes zu verdanken; aber die eigentlichen Träger des Unternehmens, die ihm den Stempel ihres Geistes aufgedrückt haben, waren die beiden bereits genannten Männer, Professoren an der Technischen Hochschule zu Aachen. Das ist dann auch in der geschäftlichen Behandlung der Sache zum Ausdruck gekommen. Als die Arbeit der Kommission ihrer Vollendung entgegenreifte und das Normalprofilbuch in den öffentlichen Verkehr hinausgegeben werden sollte, wurde die Frage, wer die Herstellungskosten und das damit verknüpfte Wagnis übernähme, dadurch beantwortet, daß die beiden Geschäftsführer der Kommission sich bereit erklärten, als selbständige Verfasser aufzutreten und einen Verleger zu suchen. Diesen Verleger fanden sie, nachdem sich die Kommission mit ihrem Anerbieten einverstanden erklärt hatte, in der Druckerei und lithographischen Anstalt von La Ruelle, Aachen.

Das Normalprofilbuch für Walzeisen hat dann in den folgenden Jahren schnell nacheinander mehrere neue Auflagen erlebt: der beste Beweis seiner Vorzüglichkeit. Auch fand es in immer steigendem Maße die Beachtung und Wertschätzung der Reichs- und Staatsbehörden, die ihr lebhaftes Interesse mit Rat und Tat zu erkennen gaben, ebenso wie der Germanische Lloyd die deutschen Normalprofile seinen Bauvorschriften zugrunde legte. In derselben Zeit jedoch machte die Technik der Stahl- und Eisenerzeugung, vor allem durch die Entwicklung des Thomas- und des Siemens-Martin-Verfahrens, so gewaltige Fortschritte, daß nach 10 Jahren, als es sich um die Herstellung der fünften Auflage handelte, eine gründliche Durchsicht und Neubearbeitung des ganzen Werkes notwendig wurde[2]). Der inzwischen aus dem Technischen Verein für Eisenhüttenwesen hervorgegangene Verein deutscher Eisenhüttenleute trat mit hinzu, und sein Vertreter Kintzlé, Direktor des Hüttenwerkes Rote Erde bei Aachen, wurde drittes schriftleitendes Mitglied des Gesamtausschusses, der nun folgende Zusammensetzung erhielt:

Dietrich, Haack, Intze, Peters (Direktor des Vereines deutscher Ingenieure), Scharowsky für den Verein deutscher Ingenieure,

Cramer (Zivilingenieur in Berlin), Engesser, Heinzerling, Pinkenburg (Geschäftsführer des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine, Berlin), Weyrich (Bauinspektor in Hamburg) für den Verband deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine,

Blau, Kintzlé, Malz (Direktor des Stahlwerkes der Gutehoffnungshütte, Oberhausen), Meier, Schrödter (Geschäftsführer des Vereines deutscher Eisenhüttenleute) für den Verein deutscher Eisenhüttenleute.

Den geschäftsführenden Ausschuß bildeten die drei Schriftleiter Heinzerling, Intze und Kintzlé in Gemeinschaft mit den Geschäftsführern der drei beteiligten Vereine Peters, Pinkenburg und Schrödter.

Der Unterausschuß zur Aufstellung von Normalprofilen für Schiffbauzwecke bestand aus folgenden Mitgliedern: Dietrich, Haack, Overbeck, Schüler; an seinen Beratungen nahmen außerdem teil: Blohm (i/F. Blohm & Voß, Hamburg), Meier, Middendorf (Direktor des Germanischen Lloyds, Berlin), Paraquin (Direktor der Burbacher Hütte, Saarbrücken), Schlick (Zivilingenieur und Vertreter des Bureaus Veritas, Hamburg).

In ebenso umfangreicher wie sorgfältiger Arbeit ist auf diese Weise die fünfte Auflage des Normalprofilbuches hergestellt und anfangs 1897 herausgegeben worden.

Anfangs 1902 erhielten die beteiligten Vereine die Mitteilung, daß voraussichtlich bis zum Herbst des genannten Jahres die fünfte Auflage vergriffen sein würde, daß aber nach Ansicht der Herausgeber keine Veranlassung vorhanden sei, zur Herstellung einer neuen Auflage die Kommission wieder zusammen zu berufen, weil ein Bedürfnis nach größeren Aenderungen nicht vorhanden sei. Bei den Profilen für Landbauzwecke würde es genügen, die durch Verdrängung des Schweißeisens und Einführung des Flußeisens eingetretene Aenderung des spezifischen Gewichtes zum Ausdruck zu bringen; dagegen seien wegen der Schiffbauprofile freilich neue Vereinbarungen erforderlich.

Diese Nachricht veranlaßte die Geschäftsleitung des Vereines deutscher Ingenieure, durch Umfrage bei Behörden, industriellen Werken und Zivilingenieuren festzustellen, ob wirklich kein Bedürfnis vorhanden sei, mit einer neuen Auflage auch eine neue Bearbeitung des Normalprofilbuches eintreten zu lassen. Das Ergebnis war eine ansehnliche Reihe von Aenderungsvorschlägen.

Beides: die Normalprofile für den Schiffbau und die Aenderungsvorschläge, machten es dann doch nötig, die Kommission von neuem einzuberufen; zugleich wurde beschlossen, den Verein deutscher Schiffswerften zur Mitarbeit und dementsprechend zur Entsendung von Vertretern in die Kommission aufzufordern, die infolgedessen sowie infolge des Ersatzes von ausgeschiedenen Mitgliedern folgende Zusammensetzung erhielt:

Cramer, Eiselen (Geschäftsführer des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieure-Vereine), Engesser, Heinzerling, Weyrich für den Verband deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine;

Intze, Peters, Rieppel (Direktor der Maschinenfabrik Nürnberg, Nürnberg), Scharowsky, Springorum (Direktor des Eisenwerkes Hösch, Dortmund) für den Verein deutscher Ingenieure;

Baumann (Direktor der Burbacher Hütte, Saarbrücken), Kintzlé, Märklin (Generaldirektor des Borsigwerkes O/Schl.), Malz, Schrödter für den Verein deutscher Eisenhüttenleute;

Blohm, Pagel (Direktor des Germanischen Lloyds, Berlin), Rosenstiel (Ingenieur der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg), Zimmermann (Direktor des Vulcan, Stettin) für den Verein deutscher Schiffswerften.

Vorsitzender der Kommission blieb Heinzerling; mit ihm waren Geschäftsführer und Herausgeber: Intze und Kintzlé; Schriftführer: Schrödter.

[1]) Wochenschrift 1882 S. 374.
[2]) Z. 1893 S. 513.

In einer Beratung, welche am 6. Mai 1902 zwischen den Herausgebern und den Geschäftsführern der beteiligten Vereine stattfand, kam man zwar zu der Ansicht, daß das Normalprofilbuch einer gründlichen, den Anforderungen des heutigen Standes der Wissenschaft und der Konstruktions- und Walztechnik entsprechenden Umarbeitung bedürfe; da aber von der Verlagsbuchhandlung mitgeteilt wurde, daß die Bestände der fünften Auflage binnen einigen Monaten vergriffen sein würden, die Herstellung einer Auflage in neuer Bearbeitung also nicht abgewartet werden könnte, so wurde beschlossen, um dem augenblicklichen dringenden Bedürfnis zu entsprechen, zunächst nur den I. Teil: Walzeisen zu Bauzwecken, in sechster Auflage mit geringen Aenderungen der fünften Auflage herauszugeben.

Die von den vier Vereinen zur Bearbeitung der siebenten Auflage eingesetzte Kommission trat zum erstenmal am 13. Juni 1903 zusammen; an ihren Beratungen beteiligten sich außer den bereits genannten Mitgliedern die Herren Geh. Marinebaurat Rudloff und Marinebaumeister Dix als Vertreter des Reichs-Marineamtes, sowie infolge besondrer Einladung Prof. R. Krohn, Direktor der Gutehoffnungshütte in Sterkrade, und C. Kielhorn, Schiffbauingenieur in Hamburg.

In dieser Sitzung des Gesamtausschusses wurde ein Unterausschuß mit der Aufgabe gewählt, festzustellen, inwieweit die heutigen Normal-I-Träger einer Verbesserung bedürftig seien, und als Mitglieder dieses Unterausschusses Intze, Kintzlé, Krohn, Malz, Schrödter und Springorum gewählt. Der Unterausschuß, dessen Vorsitz Kintzlé führte, hat sich mit den in Frage kommenden deutschen Träger-Walzwerken in Verbindung gesetzt, auch wiederum Unterausschüsse zur Prüfung besondrer Fragen gebildet und schließlich mit der Gesamtheit der technischen Vertreter der Walzwerke sowie auch mit dem Stahlwerksverband verhandelt. Das Ergebnis der langwierigen Beratungen ist in dem von Kintzlé und Schrödter erstatteten Bericht niedergelegt, der im Anhang wiedergegeben ist.

Am 28. Juni 1905 fand dann eine Sitzung des Gesamtausschusses in Remagen statt, in der Kintzlé dem genannten Bericht noch folgende Erläuterungen anfügte:

Er wies zunächst auf die umfangreichen mündlichen und schriftlichen Beratungen hin, die der Sitzung vorausgegangen und deren Ergebnisse den Kommissionsmitgliedern schriftlich mitgeteilt waren. Deshalb beschränkte er sich im wesentlichen darauf, die Grundzüge wiederzugeben, nach welchen die ganze Frage behandelt worden war. Dabei gab er seinem lebhaften Bedauern Ausdruck, daß die beiden Herren: der inzwischen verstorbene Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. Intze und der Geh. Reg.-Rat Prof. R. Krohn, die eifrig mitgearbeitet hatten, nicht anwesend sein konnten, um namentlich in konstruktiver Hinsicht die notwendigen Erläuterungen zu geben.

Für den Gesamtausschuß, so führte der Redner aus, handelt es sich in erster Linie darum, zu erwägen, ob und nach welcher Richtung hin die jetzigen Normalprofile verbesserungsbedürftig sind. Dabei ist entweder davon auszugehen, daß für eine bestimmte Trägerhöhe ein möglichst großes $\frac{W_y}{G}$ herauskommt, oder man behandelt die Sache von dem Gesichtspunkte, daß ohne Rücksicht auf die Höhe des Profiles ein gegebenes Widerstandsmoment durch ein möglichst geringes Gewicht erreicht wird. Es ist sofort einleuchtend, daß diese beiden Richtungen sich betreffs der Verbesserung der Profile nach zwei ganz verschiedenen Seiten hin bewegen, und es war zu prüfen, welchem Zwecke vorwiegend die Normalprofile dienen sollen. Es stellte sich dabei heraus, daß rd. $^4/_5$ der ganzen Herstellung an Trägern lediglich Bauträger sind und als solche benutzt werden, und daß höchstens $^1/_5$ zu den eigentlichen zusammengesetzten Konstruktionen, seien es Brücken- oder Hochbauten, verwandt wird.

Nun ist es zweifellos, daß es bei gewöhnlichen Bauträgern mit nur sehr wenigen Ausnahmen für den Bau gleichgültig ist, welche Höhe des Trägers man wählt, wenn der Bau nur mit einem möglichst geringen Gewicht an Eisen hergestellt wird; und selbst im Hochbau, bei dem noch übrig bleibenden Fünftel, wird sehr oft dasselbe der Fall sein. Nur bei einer verhältnismäßig kleinen Menge der I-Eisen wird es darauf ankommen, mit einer möglichst geringen Traghöhe auszukommen, ohne Rücksicht auf das hierbei sich ergebende Gewicht. Nachdem diese Erkenntnis gewonnen war, ging die Kommission nur noch davon aus, zu erwägen, in welcher Weise ein möglichst großes $\frac{W_y}{G}$ erreicht werden könne, unbekümmert um die dabei sich ergebende Höhe der Profile.

Von diesem Gesichtspunkt aus wurde die Frage gestellt: Wie verhalten sich in dieser Beziehung die Profilreihen der verschiedenen Länder? Die deutschen, die englischen, amerikanischen und österreichischen Profile wurden zum Vergleich herangezogen. Die Berechnungen wurden aufgestellt und die Ergebnisse graphisch aufgezeichnet, um den Vergleich zu erleichtern. Es stellte sich dabei heraus, daß sich die deutschen Normalprofile in ihrer Gesamtheit durchweg gegenüber allen übrigen Profilreihen durch zwei Eigenschaften auszeichnen: erstens durch eine möglichst einheitliche Durchbildung in den Abstufungen von Profilhöhe und Flansche, sowie auch zweitens durch die Abstände voneinander. Es wurde aber des weiteren festgestellt, daß die Profile an und für sich von einzelnen ausländischen Profilen überholt worden sind, und zwar lediglich von amerikanischen Profilen. Es konnten deshalb alle übrigen ausländischen Profile ausscheiden, und der Vergleich mußte fortgeführt werden für die amerikanischen und die deutschen Normalprofile. Alsdann mußte erwogen werden, wie vorzugehen sei, um die deutschen Normalprofile den amerikanischen nicht nur ebenbürtig zu machen, sondern sie, wenn möglich, zu übertreffen.

Zu diesem Zwecke wurde eine Reihe von Ermittlungen gemacht: 1) Es mußte festgestellt werden, welchen Einfluß die Verminderung der Stegdicke hat; 2) es mußte festgestellt werden, wie weit es noch möglich wäre, mit der Stegdicke unter Beibehaltung der Flanschenbreite beim Walzen herunterzugehen; 3) es mußte festgestellt werden, welchen Einfluß die Verschmälerung des Flansches haben würde, und wie weit nach dieser Richtung hin gegangen werden könne und müsse, ohne die Gebrauchsfähigkeit der Profile zu schädigen.

»Ich will hier«, führte der Redner aus, »die ganze Reihe von Feststellungen, die auf den Walzwerken erfolgt sind, übergehen und will nur zu den beiden grundlegenden Diagrammen Stellung nehmen, die ebenfalls in dem Ihnen zugegangenen Entwurf enthalten sind, und die schließlich die Richtung bestimmt haben, nach der die Profilreihen in dem Ihnen zugesandten Entwurf konstruiert sind. Das Diagramm, Fig. 3 (s. Anhang, S. 1494), zeigt eine Reihe von Profilen, bei denen die Stegdicke der jetzigen Normalprofile so weit verringert wurde, wie dies walztechnisch noch als angängig bezeichnet werden konnte; gleichzeitig sind die Flansche in einem bestimmten Verhältnis verschmälert. Das zweite Diagramm, Fig. 4 (S. 1495), zeigt die Verhältnisse bei der gleichen Verschmälerung der Flansche, während die Stegdicke unverändert geblieben ist; es zeigt, daß die Verschmälerung des Flansches fast ohne Einfluß auf den Verlauf der Kurve ist, während aus dem ersten Diagramm deutlich hervorgeht, daß mit der Schwächung des Steges eine wesentliche Verbesserung verknüpft ist. Der Bericht enthält die Folgerungen, die aus diesen Versuchen gezogen wurden; sie führten schließlich zu den Profilreihen, die wir vorgelegt haben. In den Diagrammen Fig. 1 und 2 (S. 1492/93) sind unsre jetzigen und die neuen Normalprofile mit den amerikanischen Profilen verglichen; die Linie der neuen Profile ist bei weitem am günstigsten; sie ist nicht nur günstiger als unsere jetzigen Profile, sondern erreicht und überholt die amerikanischen. Nun war noch festzustellen, ob die neuen Profilreihen mit ihrem verdünnten Steg einen genügenden Widerstand gegen Knicken haben. Hierfür wurden Versuche mit Profilen angestellt, die ungefähr den neuen Profilen entsprachen. Diese Versuche wurden in Rote Erde im Beisein der beiden Herren Intze und Krohn durchgeführt, und ihr Ergebnis ist in dem Bericht aufgenommen, Zahlentafel 4 (S. 1496/97). Es stellte sich heraus, daß die Träger noch genügend knicksicher sind, daß man aber ungefähr an der Grenze angelangt ist und die Stege nicht noch weiter verdünnen kann.

Die Kommission darf auf Grund dieser umfangreichen und langwierigen Vorarbeiten sagen, daß sie glaubt, in dem Ihnen vorgelegten Entwurf diejenigen Vorschläge gemacht zu haben, die einerseits als erreichbar durch die Walztechnik, anderseits als noch zulässig für die Sicherheit des Baues zu betrachten sind, und sie glaubt, daß damit in vollständigster Weise wiedergegeben ist, was überhaupt auch zukünftig als möglich angesehen werden kann.

Die Kommission hat dann im Hinblick auf die große Umwälzung, welche die Umänderung der Normalprofile namentlich während der ein oder zwei Jahre der Uebergangszeit sowohl in Kreisen der Erzeuger wie der Verbraucher herbeiführen muß, das ganze Material den deutschen Walzwerken unterbreitet. Dann haben Verhandlungen mit den technischen Persönlichkeiten der großen Trägerwerke stattgefunden, um zu prüfen, ob die Aenderung auch nach allgemeiner Ansicht das denkbar Beste darstellt, ob sie durchführbar und wie sie durchführbar ist. Das Endergebnis wurde in einer Sitzung, in der fast alle großen Walzwerke vertreten waren, festgestellt. Danach hat die Kommission die Arbeit auch dem Stahlwerksverband unterbreitet, um festzustellen, ob die Walzwerke bereit sind, die hohen Kosten der Umwandlung auf sich zu nehmen und die Mißstände der Uebergangszeit zu tragen. Auch hier fand sich Uebereinstimmung, und alle Werke gaben ihre Zustimmung, da die Umwandlung eine Verbesserung der Konkurrenzfähigkeit auf dem Weltmarkte bedeutet.

Und nun komme ich auf den Kardinalpunkt der Frage, der uns heute beschäftigen muß. Bisher haben wir nur die Verbesserungswürdigkeit der Profile an und für sich behandelt; wir haben die Profile dabei nur nach der einen Richtung hin verbessert, daß ohne Rücksicht auf ihre Höhe das Gewicht, bezogen auf das Widerstandsmoment, möglichst klein werde. Nun ist, wie sich auch wohl bei der Besprechung herausstellen wird, der Konstrukteur bestrebt, die Höhe des Profiles in höherem Grade zu berücksichtigen, und für alle diese Fälle würde die Aenderung keine Verbesserung bedeuten. Weiter ist bei den Verhandlungen hervorgehoben worden, daß die Reform hauptsächlich deshalb notwendig sei, um auf dem Weltmarkte mit allen, auch den amerikanischen Profilen konkurrieren zu können. Nun haben, wie schon ausgeführt, die Normalprofile vor den amerikanischen Profilen den großen Vorzug, daß sie in geringen Höhenabständen vorhanden sind; mit andern Worten, es gibt eine wesentlich größere Anzahl von Profilen, und es ist nicht nötig und kommt auch nicht vor, daß Normalprofile in abweichender Stärke verlangt und hergestellt werden. Wie sehr dies aber bei den amerikanischen Profilen der Fall ist, geht aus den statistischen Zahlen hervor, die uns von den am meisten exportierenden Trägerwerken gegeben worden sind. Hiernach wurden höchstens 50 vH, meist noch weniger, des gesamten exportierten Gewichtes an amerikanischen Trägern in den Mindeststärken der Profile verwendet, über 50 vH wurden also in anormalen Stärken verlangt, und demnach sind die Verluste an Gewicht sehr erheblich. Daher bleibt immer die Frage bestehen, die so oft im Laufe der Erörterungen gestellt worden ist: »Wie läßt sich feststellen, ob diese Vorteile der deutschen Normalprofile nicht die andern Vorteile, die die amerikanischen Normalprofile haben, aufheben, oder welches Verhältnis zwischen Vor- und Nachteilen besteht?« Deutlicher ausgedrückt, würde die Frage lauten: Wie stellt sich das Gewicht eines Baues mit bestimmten Anforderungen, wenn er einmal nur mit deutschen Normalprofilen, sodann nur mit amerikanischen Profilen hergestellt würde? Namentlich Professor Krohn hat während der Verhandlungen mehrfach hervorgehoben, daß die Frage nicht allein so zu stellen sei, sondern es komme sehr häufig vor, daß den Eisenbauwerkstätten ein Bau zum Angebot unterbreitet werde, bei dem amerikanische Profile verwendet seien; wenn diese amerikanischen Profile durch deutsche ersetzt werden müssen, so stelle sich ein Gewichtsunterschied von 10 bis 20 vH heraus. Darauf wurde ihm geantwortet, daß in solchen Fällen ein Ersatz der amerikanischen Profile durch deutsche wohl nicht notwendig sei, da die amerikanischen Profile sämtlich in Deutschland nicht nur an einer, sondern an mehreren Stellen zu haben seien. Weiter müsse festgestellt werden, ob im umgekehrten Falle bei einem mit deutschen Normalprofilen vorgesehenen und berechneten Bau sich nicht auch ein gleich ungünstiges Verhältnis beim Ersatz durch amerikanische Profile ergebe. Diese Frage ist bislang von keiner Seite in genügend scharfer Weise beantwortet worden, und ich stelle demzufolge auch heute, da die Verbraucherkreise in der Mehrzahl anwesend sind, die gleiche Frage und bin gespannt, ob eine befriedigende Antwort erteilt werden kann.

Ich muß hier noch einen zweiten Punkt berühren: die Preisfrage. Wir sehen einerseits, daß die neuen Profilreihen, namentlich in den größeren Höhen, nicht unwesentliche Verbesserungen aufweisen, die in einer Verminderung des Baugewichtes ihren Ausdruck finden; anderseits werden, wie die Denkschrift zeigt, die Selbstkosten bei den neuen Profilen nicht unwesentlich erhöht. Wieviel diese Erhöhung betragen wird, läßt sich nicht ohne weiteres feststellen; sie ist jedenfalls vorhanden, und weiter ist sicher, daß in letzter Linie der Verbraucher diesen Unterschied tragen muß. Der Gewichtsermäßigung steht also eine Erhöhung des Einheitspreises gegenüber, und durch sie wird der Gewinn vermindert.

Indem nun die Kommission diese Erwägungen Ihnen anheim gibt, möchte ich hier noch einmal ausdrücklich feststellen, daß der Verein deutscher Eisenhüttenleute, d. h. die Erzeuger von Formeisen, alles getan haben, um die Frage der Verbesserung der Profile zu klären, daß sie keine Mühe und Arbeit gescheut und endlich sich bereit erklärt haben, die Kosten, die sich nach Millionen beziffern, auf sich zu nehmen, wenn dem deutschen Gewerbe daraus entsprechende Vorteile auf die Dauer erwachsen. Die deutschen Eisenhüttenwerke müssen aber anderseits erwarten, daß seitens der Verbraucher festgestellt wird, ob und inwieweit die deutschen Normalprofile auf dem Weltmarkt gegenüber den amerikanischen Profilen nicht mehr so konkurrenzfähig sind, dies lediglich bezogen auf die Kosten der Profile selbst. Auf diesen Punkt möchte ich Ihre ganz besondre Aufmerksamkeit richten mit der Bitte, ihn in eingehendster Weise zu prüfen. Sollte man zu dem Ergebnis kommen, daß die Frage noch nicht genügend geklärt ist, und daß es noch besondrer Untersuchungen bedarf, so dürfen wir die Verantwortlichkeit nicht auf uns laden und schon jetzt diese Aenderung vorschlagen; sie wäre bis zur achten Auflage hinauszuschieben, und inzwischen könnten die noch fehlenden Feststellungen gemacht werden.

Die vorliegende Arbeit wird nicht als verloren anzusehen sein, denn sie bezeichnet die Richtungen, in denen sich die Verbesserungen bewegen sollen; anderseits legt sie die Grenzen fest, in denen solche noch möglich sind. Die Arbeit darf daher als Grundlage dienen, auf der sich die weiteren Erörterungen und Untersuchungen aufbauen sollen.«

In der anschließenden Besprechung bemerkte Peters, wenn es sich nur um den Inlandsmarkt handelte, könne man von den Walzwerken nicht erwarten, daß sie so große Opfer bringen. Inwiefern die Rücksicht auf den Auslandsmarkt dies erforderlich mache, könne nur durch eine Umfrage bei den großen Eisenbaufirmen festgestellt werden.

Kintzlé wies darauf hin, daß auf 4 oder 5 deutschen Werken sämtliche englischen und amerikanischen Profile angefertigt werden.

Cramer erkannte zwar die bedeutungsvollen Arbeiten der Walzwerke an, konnte jedoch in der neuen Profilreihe keine Vorteile für den Konstrukteur erblicken. Nach seinem Dafürhalten sollte man die Aenderungen im Widerstandsmoment nicht durch verschiedene Stegstärken, sondern durch verschiedene Flanschbreiten herstellen. Man brauche eben Träger von verschiedenem Widerstandsmoment bei gleicher Höhe.

Engesser war der Meinung, daß man die Veränderung der Profilreihe nur dann vornehmen sollte, wenn eine wirkliche Verbesserung dabei herauskäme. Würden durch die entstehenden Mehrkosten die Ersparnisse zum größten Teil aufgewogen, so könnte natürlich von einer Einführung der neuen Profilreihe keine Rede sein. Er schlug vor, die Angelegenheit einstweilen noch ruhen zu lassen und inzwischen eine eingehende Statistik vorzubereiten.

Mehrtens hielt ebenfalls die Frage noch nicht für spruchreif. Auf Vorschlag von Kintzlé wurde folgender Beschluß gefaßt:

»Die Frage der Neugestaltung der Normalprofile, insbesondre der I-Profile, erscheint hinsichtlich der Bedürfnisfrage zurzeit nicht genügend geklärt. Es ist daher die siebente Auflage des Normalprofilbuches für Walzeisen, soweit die Form der Profile in Betracht kommt, in unveränderter Weise zu veranstalten.

»Das bei den seitherigen Untersuchungen angesammelte reichhaltige Material soll den beteiligten Vereinen zur Verfügung gestellt und diesen anheimgegeben werden, es zur öffentlichen Kenntnis zu bringen, um hierdurch die wünschenswerte weitere Klärung bis zur Kommissionsberatung über die Herausgabe der achten Auflage herbeizuführen, die aber nicht vor Ablauf von drei Jahren zu erwarten ist.«

Dies zu tun: die allgemeine Aufmerksamkeit der beteiligten Kreise auf die in der Normalprofilbuch-Kommission behandelten Fragen zu lenken und ihre Mitwirkung zu weiterer Verbesserung des Normalprofilbuches herbeizuführen, ist der Zweck dieser Veröffentlichung.

Anhang.

Kommissionsbericht, erstattet von den Herren Kintzlé und Schrödter.

Sehen wir die verschiedenen I-Trägerreihen des Auslandes an und vergleichen dieselben mit unsern deutschen Normalprofilen, so finden wir zunächst, daß nur Oesterreich, Amerika und neuerdings England eigene Profilreihen besitzen. Vergleicht man diese Reihen miteinander, so haben zunächst die deutschen Profile vor allen andern voraus, daß sie eine systematisch aufgebaute Reihe bilden, deren Eigenschaften, nach jeder Richtung hin, graphisch dargestellt, kontinuierliche Kurven ergeben.

Wenn hierin schon ein großer Vorzug betreffend Verwendungsfähigkeit liegt, so ist außerdem, allgemein gesprochen, anzuerkennen, daß bei der großen Zahl von Profilen in gleichmäßigen Abständen die gewünschten Wy durchweg mit so geringen Verlusten an Materialgewicht erreichbar sind wie bei keiner andern Reihe.

Anderseits ist es nicht minder wahr, daß die einzelnen Profile, an und für sich verglichen auf ihren Wirkungsgrad $\frac{Wy}{G}$, bei den jetzigen Normalprofilen eine ungünstigere Kurve ergeben als einzelne fremde. Am günstigsten nach dieser Richtung hin sind die amerikanischen, weshalb bei den weiteren hier folgenden Vergleichen nur noch diese herangezogen werden sollen.

Die beigefügten graphischen Darstellungen geben über alle Verhältnisse ein klares Bild.

Das Diagramm Fig. 1 und 2 gibt eine Aufzeichnung der Widerstandsmomente mit zugehörigen Gewichten für die nachfolgenden drei Arten von Profilreihen:

—— ist die jetzige Normalprofilreihe (Zahlentafel 1);
—— ist die jetzige Profilreihe der Amerikaner (Zahlentafel 2);
- - - ist die neue Reihe (Zahlentafel 3).

Es sind der Einfachheit halber bei den Berechnungen der Wy die Abrundungen r und r' und die Neigungen der Flansche nicht berücksichtigt, da sie die Schlußresultate nur unwesentlich beeinflussen können, und bei allen drei Reihen im gleichen Sinn.

Das Diagramm zeigt in der Abszisse die Wy der einzelnen Profile. Die zugehörigen Ordinaten zeigen das Eisengewicht, mit welchem das betreffende Wy erreicht werden kann. Es ist deutlich sichtbar, daß der Vergleich in vielfacher Hinsicht zuungunsten der jetzigen Normalprofile ausfällt, d. h. ein gleiches Wy wird bei den amerikanischen Profilen durch ein geringeres Eisengewicht erreicht, als dies bei den deutschen Normalprofilen der Fall ist.

Die Dreiecke bilden die Verlustflächen, die dann eintreten, wenn ein Wy erforderlich ist, das zwischen zwei aufeinander folgenden Profilen liegt — und hier zeigt sich natürlich, daß, je geringer die Abstände zwischen den Profilen sind, die Verlustdreiecke sich verringern. Darin zeigt sich also ein gewisser Ausgleich für obige Minderwertigkeit bei den Normalprofilen.

Dieser Ausgleich ist aber nur solange vorhanden, als die Amerikaner sich mit den großen Abständen in ihrer Reihe begnügen, und solange sie also nicht neue Profile einschieben, wie das übrigens schon mehrfach in den letzten Jahren der Fall gewesen ist.

Es geht also daraus zweifellos hervor, daß an und für sich die Profile der amerikanischen Reihe günstiger konstruiert sind als die jetzigen deutschen Profile; daß, soweit sich das benötigte Wy nicht zu weit von den Normalprofilen der betreffenden Reihe entfernt, mit denselben in bezug auf Ausnutzung des Eisens günstiger gebaut werden kann; daß demgegenüber nur noch die Ueberlegenheit der deutschen Normalprofile darin liegt, daß es deren eine größere Anzahl und eine gleichmäßiger aufgebaute Reihe gibt; daß endlich indes dieser letztere Vorteil um so mehr schwindet, je mehr neue Profile in die amerikanische Reihe eingeschoben werden.

Aus diesem Tatbestand geht hervor:

a) schon jetzt läßt sich in vielen Fällen mit amerikanischen Profilen leichter im Gewicht konstruieren als mit den deutschen Normalprofilen;
b) dieser Umstand wird mit zunehmender Zahl von Profilen in der amerikanischen Reihe stetig ungünstiger für die deutschen Normalprofile;
c) vollends ist dies der Fall, wenn, wie es oft vorkommt, ein mit amerikanischen Profilen berechnetes Bauwerk von der Konkurrenz mit deutschen Normalprofilen als Ersatz für die amerikanischen Profile angeboten und ausgeführt werden soll.

Aus diesen Erwägungen heraus ist es eine Pflicht der verbündeten vier Vereine, sich ein klares Bild darüber zu machen, wie dieser Zustand zu verbessern ist. Dies ist um so mehr der Fall, weil diesmal bei der siebenten Auflage des deutschen Normalprofilbuches die Forderungen nach Abänderung der Profile in Verbraucherkreisen viel stärker hervorgetreten sind, als das bei der fünften Auflage der Fall gewesen ist.

Zahlentafel 1.
Deutsche Normalprofile nach Normalprofilbuch vierte Auflage.

$h < 250$ mm : $b = 0{,}4\,h + 10$ mm; $d = 0{,}03\,h + 1{,}5$ mm
$h > 250$ mm : $b = 0{,}3\,h + 35$ mm; $d = 0{,}036\,h$
$r = d$; $r' = 0{,}6\,d$.

Neigung der inneren Flanschflächen 14 vH.

Profil	h mm	b mm	d mm	t mm	r mm	r' mm	F qcm	G kg	Wy	$Wy:G$
8	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	7,61	6,0	19,6	3,3
9	90	46	4,2	6,3	4,2	2,5	9,03	7,1	26,2	3,7
10	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,69	8,3	34,4	4,1
11	110	54	4,8	7,2	4,8	2,9	12,36	9,6	43,8	4,5
12	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,27	11,1	55,1	5,0
13	130	62	5,4	8,1	5,4	3,2	16,19	12,6	67,8	5,4
14	140	66	5,7	8,6	5,7	3,4	18,35	14,3	82,7	5,8
15	150	70	6,0	9,0	6,0	3,6	20,5	16,0	99,0	6,2
16	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,9	17,9	118,0	6,6
17	170	78	6,6	9,9	6,6	4,0	25,4	19,8	139,0	7,0
18	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	28,0	21,9	162,0	7,4
19	190	86	7,2	10,8	7,2	4,3	30,7	24,0	187	7,8
20	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	33,7	26,2	216	8,3
21	210	94	7,8	11,7	7,8	4,7	36,6	28,5	246	8,7
22	220	98	8,1	12,2	8,1	4,9	39,8	31,0	281	9.1
23	230	102	8,4	12,6	8,4	5,0	42,9	33,5	317	9,5
24	240	106	8,7	13,1	8,7	5,2	46,4	36,2	357	9,9
25	250	110	9,0	13,6	9,0	5,4	50,0	39,2	401	10,23
26	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	53,7	41,9	446	10,70
27	270	116	9,7	14,7	9,7	5,8	57,4	45,1	495	10,98
28	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	61,4	47,9	547	10,40
29	290	122	10,4	15,7	10,4	6,3	65.2	51,2	601	11,74
30	300	125	10,8	16,2	10,8	6,5	69,4	54,1	659	12,2
32	320	131	11,5	17,3	11,5	6,9	78,2	61,0	789	13,0
34	340	137	12,2	18,3	12,2	7,3	87,2	69,0	931	13,7
36	360	143	13,0	19,5	13,0	7,8	97,5	76,1	1098	14,5
38	380	149	13,7	20,5	13,7	8,2	107,5	83,9	1274	15,2
40	400	155	14,4	21,6	14,4	8,6	118,3	92,3	1472	16,0
42 1/2	425	163	15,3	23,0	15,3	9,2	133,0	103,7	1754	16,9
45	450	170	16,2	24,3	16,2	9,7	147,7	115,2	2054	17,9
47 1/2	475	178	17.1	25,6	17,1	10,3	163,6	127,6	2396	18,8
50	500	185	18,0	27,0	18,0	10,8	180,2	140,5	2770	19,7
55	550	200	19,0	30,0	19,0	11,9	213,1	167,3	3630	21,7

Zahlentafel 2.
Amerikanische Profile nach Carnegie.

Profil	h mm	b mm	d mm	t mm	r mm	r' mm	F qcm	G kg	Wy	$Wy : G$
3" × 2,33"	76,2	59,2	4,3	6,8	6,9	2,6	10,75	8,4	27,8	3,31
4" × 2,66"	101,6	67,6	4,8	7,6	7,4	2,9	14,43	11,3	49.9	4,42
5" × 3"	127,0	76,2	5,3	8,5	7,9	3,2	18,78	14,7	81,0	5,51
6" × 3,33"	152 4	84,6	5,8	9,3	8,4	3,5	23,50	18,4	121,1	6,58
7" × 3,66"	177,8	93,0	6,4	10,3	8.9	3,8	29,22	22,9	174,7	7,63
8" × 4"	203,2	101,6	6,9	11,2	9,4	4,1	35,24	27,7	240,1	8,67
9" × 4,33"	228,6	110,0	7,4	12,0	9,9	4,4	41,54	32,6	317,4	9,74
10" × 4,66"	254,0	118,4	7,9	12,8	10,4	4,7	48,36	38,0	409,2	10,77
12" × 5"	304,8	127	8,9	14,2	11,4	5,3	60,67	47,6	602,8	12,66
12" × 5,25"	304,8	133,4	11,7	17,3	14,2	7,0	77,77	61,0	752,7	12,34
15" × 5,5"	381,0	139,4	10,4	16,1	13,0	6,2	81,16	63,7	977,9	15.35
15" × 6"	381,0	152,4	15,0	21,3	17.5	9,0	115,68	90,8	1357,9	14,95
15" × 6,4"	381,0	162,6	20,6	27,4	23,1	11,0	156,31	122,7	1777,8	14,49
18" × 6"	457,2	152,4	11,7	18,1	14,2	7,0	104,42	82,0	1482,2	18,08
20" × 6,25"	508,0	158,8	12,7	19,6	15,2	7,6	121,79	95,6	1891,6	19,79
20" × 7"	508,0	177,8	15,2	23,9	17,8	9,1	154,94	121,6	2448,0	20,13
24" × 7"	609,6	177,8	12,7	22,7	15,2	7,6	152,38	119,6	2905,3	24,29

Die Kommission hat in enger Verbindung mit dem Verein deutscher Eisenhüttenleute ihre Arbeiten geführt, da vor allen Dingen festzustellen war, wie weit walztechnisch mit der Verdünnung der Stege gegangen werden könne, und welche andern Abmessungen der Profile durch die einmal festgelegte Verdünnung der Stege bedingt seien. Sodann mußte festgestellt werden, ob die Walzwerke, falls eine Abänderung der jetzigen Normalprofile in eine neue Reihe von den verbündeten Vereinen festgestellt wird, geneigt seien, die großen Kosten der Neubeschaffung der Walzen sowie die noch erheblicheren Kosten und Unannehmlichkeiten der Uebergangszeit auf sich zu nehmen. Alle diese Fragen bedurften langer Erwägungen und kostspieliger Versuche in den Werken, und wenn die Zeit, die die Kommission zur Erledigung ihrer Arbeiten gebraucht hat, vielleicht manchem lang erscheinen mag, so ist sie es nicht, wenn man die Summe der Arbeit berücksichtigt, die in der ganzen Angelegenheit steckt.

Das Ergebnis all dieser Beratungen legen wir dem Gesamtausschuß hiermit vor und führen zunächst aus, aus welchen Grundsätzen heraus die neuen Profile konstruiert sind.

In dem Diagramm Fig. 1 und 2 sind die neuen Vorschläge (Zahlentafel 3) durch die -------Linien dargestellt.

Eine ganze Reihe Berechnungen über Profilreihen für I-Eisen hatten ergeben, daß unter sonst gleichbleibenden Abmessungen die günstigste Ausnutzung des Eisens erreicht wird durch möglichst dünne Stege.

Eine Erbreiterung der Flansche bei gleichbleibender Stegdicke gibt zwar ein auf die Profilhöhe allein bezogenes absolutes größeres $\frac{Wy}{G}$, jedoch ergibt dieselbe keine Verbesserung in bezug auf das relativ günstigste $\frac{Wy}{G}$, falls es sich darum handelt, für ein gegebenes

Zahlentafel 3.
Neue Normalprofile, abgeändert nach Beratung in Düsseldorf am 9. Februar 1904.

$h < 150 : b = 0{,}4\,h + 20$; $h \gtrless {150 \atop 250} : b = 0{,}3\,h + 35$; $h > 250 : b = 0{,}2\,h + 60$;

$d = 0{,}0203\,h + 2{,}38$; $t = 2\,d - 2$; $r = 1{,}5\,d$, $r' = 0{,}6\,d$.

Neigung der Flansche 14 vH.

Profil	h mm	b mm	d mm	t mm	r mm	r' mm	F qcm	G kg	Wy ccm	$\frac{W}{G}$
7	70	48	3,8	5,6	5,7	2,3	7,61	6,0	17,8	2,97
8	80	52	4,0	6,0	6,0	2,4	8,96	7,0	24,0	3,43
9	90	56	4,2	6,4	6,3	2,5	10,41	8,2	31,5	3,84
10	100	60	4,4	6,8	6,6	2,6	11,96	9,4	40,2	4,28
11	110	64	4,6	7,2	6,9	2,8	13,61	10,7	50,4	4,71
12	120	68	4,8	7,6	7,2	2,9	15,37	12,1	62,2	5,14
13	130	72	5,0	8,0	7,5	3,0	17,22	13,5	75,5	5,59
14	140	76	5,2	8,4	7,8	3,1	19,17	15,1	90,7	6,01
15	150	80	5,4	8,8	8,1	3,2	21,83	17,1	111,1	6,50
16	160	83	5,6	9,2	8,4	3,4	23,20	18,2	125,2	6,88
17	170	86	5,8	9,6	8,7	3,5	25,26	19,8	144,6	7,30
18	180	89	6,0	10,0	9,0	3,6	27,40	21,5	165,8	9,71
19	190	92	6,2	10,4	9,3	3,7	29,63	23,3	189,0	8,11
20	200	95	6,4	10,8	9,6	3,8	31,94	25,1	214,1	8,53
21	210	98	6,6	11,2	9,9	4,0	34,33	27,0	241,4	8,94
22	220	101	6,9	11,8	10,3	4,1	37,39	29,4	274,7	9,34
23	230	104	7,1	12,2	10,7	4,3	39,97	31,4	306,7	9,77
24	240	107	7,3	12,6	11,0	4,4	42,64	33,5	341,0	10,18
25	250	110	7,5	13,0	11,3	4,5	45,40	35,6	377,8	10,61
26	260	112	7,7	13,4	11,6	4,6	47,97	37,7	414,0	10,98
27	270	114	7,9	13,8	11,9	4,7	50,61	39,7	452,3	11,39
28	280	116	8,1	14,2	12,2	4,9	53,32	41,9	492,8	11,76
29	290	118	8,3	14,6	12,5	5,0	56,10	44,0	535,6	12,17
30	300	120	8,5	15,0	12,8	5,1	58,95	46,3	580,8	12,55
32	320	124	8,9	15,8	13,4	5,3	64,85	50,9	678,3	13,33
34	340	128	9,3	16,6	14,0	5,6	71,08	55,8	785,8	14,08
36	360	132	9,7	17,4	14,6	5,8	77,48	60,8	903,9	14,87
38	380	136	10,1	18,2	15,2	6,1	84,21	66,1	1033,1	15,63
40	400	140	10,5	19,0	15,8	6,3	91,21	71,6	1173,7	16,39
42½	425	145	11,0	20,0	16,5	6,6	100,35	78,8	1366,3	17,34
45	450	150	11,5	21,0	17,3	6,9	109,92	86,3	1578,6	18,28
47½	475	155	12,0	22,0	18 0	7,2	119,92	94,1	1811,5	19,25
50	500	160	12,5	23,0	18,8	7,5	130,35	102,3	2065,8	20,19
55	550	170	13,6	25,2	20,4	8,2	153,63	120,6	2661,0	22,06
60	600	180	14,6	27,2	21,9	8,8	177,58	139,4	3338,0	23,95

Fig. 1.

Träger von 70 bis 250 mm Höhe.

——— deutsche Normalprofile   amerikanische Profile   – – – neue Profile

W_y das relativ günstigste G auszusuchen, unbekümmert um die Höhe des Profiles. Und das letztere ist doch mit seltener Ausnahme die Regel.

Diese Umstände zeigen deutlich die beigefügten Diagramme Fig. 3 und 4.

Im Diagramm Fig. 3 sind die Profile 200, 300, 400 und 500 mit verschiedenen Stegdicken eingesetzt worden, unter gleichzeitiger Abänderung der Flanschbreite, so wie es walztechnisch noch zulässig ist. Es ergibt sich dabei als die beste Kurve diejenige mit dünnstem Steg und entsprechendem schmalstem Flansch.

Im Diagramm Fig. 4 sind die gleichen Profile aufgezeichnet und sind bei gleichbleibenden Stegdicken die Flanschbreiten geändert. Die Kurven ergeben, daß namentlich bei großen Profilhöhen die Verschmälerung der Flansche so gut wie ohne Einfluß ist.

Im Diagramm Fig. 1 und 2 sind der Deutlichkeit halber für I 70 bis 250 die Abszissen (Widerstandsmomente) im Maßstab 1 mm = 2 cm³ und die Ordinaten (Gewichte) im Maßstab 1 mm = 4 kg, für I 250 bis 600 die Abszissen (Widerstandsmomente) im Maßstab 1 mm = 20 cm³ und die Ordinaten (Gewichte) im Maßstab 1 mm = 1 kg aufgetragen.

Aus diesen Erwägungen heraus ist die beifolgende Profilreihe Zahlentafel 3 entstanden. (Zahlentafel 1 enthält zum Vergleich die jetzigen Normalprofile, Zahlentafel 2 die amerikanischen Profile, die deshalb gewählt sind, weil sie unter allen ausländischen Profilen die günstigste Ausnutzung des Eisens zeigen.)

Bei Aufstellung der Profilreihe Zahlentafel 3 ist von einer aus walztechnischen Gründen als minimal anzusehenden Stegdicke ausgegangen worden. Diese ist für das Trägerprofil 80 bei erbreitertem Flansch mit 4 mm, bei Träger 500 bei verschmälertem Flansch mit 12,5 mm als äußerst zulässiges Minimum angenommen. Aus Rücksicht für die Nietung ist angenommen, daß die kleineren Profile einen etwas erbreiterten Flansch bekommen müßten, in abnehmendem Maße bis zum Profil I 250, welches die gleiche Flanschbreite behalten sollte wie bisher. Von 250 aufwärts mußte aus walztechnischen Gründen die Flanschbreite kleiner genommen werden als bisher, und aus den eingangs erwähnten Gründen konnte das geschehen, ohne daß die $\frac{W_y}{G}$, auf die Widerstandsmomente bezogen, darunter litten. Außerdem stellten sich Schwierigkeiten in bezug auf Nietbarkeit nicht in den Weg.

So entstand die Zahlentafel 3 schließlich aus den nachfolgenden Formeln:

Die Flanschenbreite bei $h < 150 : b = 0{,}4\,h + 20$

» » » $h \begin{matrix} > 150 \\ < 250 \end{matrix} : b = 0{,}3\,h + 35$

» » » $h > 250 : b = 0{,}2\,h + 60$

die Stegdicke für alle Profile:

$$d = 0{,}0203\,h + 2{,}38$$

die Flanschdicke für alle Profile:

$$t = 2\,d - 2$$
$$r = 1{,}5\,d$$
$$r' = 0{,}5\,d$$

die Neigung der Flansche ist 14 vH.

Es geht aus dem Diagramm Fig. 1 und 2 hervor, daß die neue Reihe im ganzen wesentliche Verbesserungen gegenüber den jetzigen Normalprofilen aufweist. Unter 150 mm ist der ungünstigste Einfluß der erbreiterten Flansche bemerkbar.

Ueber 150 mm ist die gleichzeitige Verdünnung des Steges ausschlaggebend für die Verbesserung, obwohl die Flansche bis 250 mm aufwärts noch etwas erbreitert ist.

Die neue Reihe ist bei den kleinen Profilen durchweg günstiger als die amerikanischen Profile, und weiter

Fig. 2.

Träger von 250 bis 600 mm Höhe.

——— deutsche Normalprofile ——— amerikanische Profile - - - - neue Profile

aufwärts bleibt sie günstiger oder wenigstens den amerikanischen gleich, so daß deren bisheriger Vorsprung eingeholt ist.

Des weiteren zeigt sich, daß das neue niedrigste Profil ein zu hohes W_y und zu hohes Gewicht hat, und daß es nötig ist, noch ein Trägerprofil 70 einzuschieben, das nach denselben Regeln konstruiert ist wie die andern Profile.

Nach oben hin zeigt sich, daß das jetzige Widerstandsmoment von Träger 550 mit 3630 nicht mehr erreicht wird, und muß daher ein Trägerprofil 600 neu eingeschoben werden. Da auch dieses nur ein W_y von 3338 ergibt, ist das W_y 3630 zu erreichen mit einem dicker gewalzten Träger 600, wie ebenfalls das Diagramm Fig. 1 und 2 zeigt.

Aus all den oben angeführten Gründen muß angenommen werden, daß mit dem Vorschlag Zahlentafel 3 das heute erreichbar Günstigste erzielt wird. Von all den ausländischen Profilreihen ist die amerikanische die günstigste in bezug auf Ausnutzung des Eisens. Mit der neuen Reihe ist der Vorsprung nicht nur dadurch aufgehoben, daß die Profile an und für sich den entsprechenden amerikanischen mindestens gleichwertig sind, sondern es bleibt der alte Vorzug, den namentlich unsre Konstrukteure nicht vergessen dürfen, daß die große Reihe unsrer Profile eine viel günstigere Ausnutzung (allgemein gesprochen) des Eisens zuläßt, wie das Diagramm Fig. 1 und 2 ebenfalls aufweist.

Sodann wäre eine günstigere Reihe nur dann aufzustellen, wenn bei den Profilen unter 250 mm die Flansche schmaler genommen werden könnten, was aus niettechnischer Rücksicht nicht gut angängig ist, und bei den hohen Profilen kann einmal der Steg aus walztechnischen Rücksichten nicht noch weiter verdünnt werden, und nützt es nichts, die Flansche breiter oder schmaler zu machen, wie uns die Diagramme Fig. 3 und Fig. 4 zeigen.

Endlich muß berücksichtigt werden, daß es auch notwendig ist, der neuen Reihe eine solche Ausdehnung zu geben, daß die höchsten und niedrigsten Widerstandsmomente der alten Reihe bestehen bleiben.

Während der Verhandlungen selbst waren Zweifel darüber entstanden, ob die Träger der neuen Reihe mit ihren verdünnten Stegen noch genügende Knicksicherheit böten. Eine systematische Reihe von Versuchen ist hierüber durch die Herren Geheimrat **Intze**, Geheimrat **Krohn** und den mitunterzeichneten Direktor **Kintzlé** vorgenommen worden, deren

Fig. 3.

Träger mit wechselnden Flanschbreiten und wechselnden Stegdicken.

Profil	Abmessungen	$b = 0{,}3h + 35$	$b = 0{,}3h + 20$	$b = 0{,}3h$	Profil	Abmessungen	$b = 0{,}3h + 35$	$b = 0{,}3h + 20$	$b = 0{,}3h$
I 500	Flanschbreite	185	170	150	I 300	Flanschbreite	125	110	90
	Stegdicke	14,5	13,5	12,5		Stegdicke	9,1	8,8	8,5
	Flanschdicke	27	25	23		Flanschdicke	16,2	15,6	15,0
	G	129,2	114,4	98,71		G	50,9	45,5	39,2
	W_y	2666,3	2329,6	1961,1		W_y	641,1	558,1	458,8
	W_y	20,64	20,36	19,87		W_y	12,59	12,27	11,70
I 400	Flanschbreite	155	140	120	I 200	Flanschbreite	95	80	60
	Stegdicke	11,8	11,2	10,5		Stegdicke	6,7	6,55	6,4
	Flanschdicke	21,6	20,4	19		Flanschdicke	11,3	11	10,8
	G	85,6	76,4	65,6		G	26,2	23	19,1
	W_y	1423,1	1246,1	1035,6		W_y	223	188,1	146,4
	W_y	16,63	16,31	15,79		W_y	8,51	8,18	7,7

Ergebnisse in der Zahlentafel 4 aufgezeichnet sind. Das Endergebnis war, daß durchweg die verdünnten Stege bei Verwendung der **I**-Eisen als Bauträger sich noch als genügend knicksicher (fünffache Sicherheit) erwiesen. Auch bezüglich der im Stege auftretenden Scherspannungen ergab sich durch rechnerische Untersuchungen, daß die **I**-Eisen bei Verwendung als Bauträger keine zu hohen Beanspruchungen in den verdünnten Stegen zu erleiden haben.

Soweit die Erwägungen in konstruktiver Hinsicht.

Was nun die Walzbarkeit der Profile anlangt, so muß angenommen werden, daß in bezug auf Verdünnung des Steges und Erbreiterung der Dicke der Flansche zunächst in dem Vorschlag (Zahlentafel 3), soweit heute walztechnisch noch praktisch möglich, vorangegangen ist, und daß zunächst weiter nicht gegangen werden kann. Ein Teil des Vorteiles der günstigeren Ausnutzung des Eisens wird sicher bei den Profilen der Zahlentafel 3 gegenüber denen der Zahlentafel 1 aufgehoben durch höhere Selbstkosten der Walzwerke. Diese höheren Selbstkosten entstehen:

a) durch einmalige Ausgaben, bedingt durch vorzeitige Erneuerung eines Teiles des vorhandenen Walzenparkes. Es wird angenommen, daß die Profile bis 380 einschließlich sich bei allen Werken auf den vorhandenen Walzen eindrehen lassen, jedoch sind diese in ihrem Durchmessser zu verringern. Von 380 mm aufwärts sind alle vorhandenen Walzen zu verwerfen und dafür neue zu beschaffen;

b) durch dauernde Ausgaben, indem

α) die Produktion in den einzelnen Profilen in der Zeiteinheit sich verringert, einerseits durch die geringen Metergewichte, anderseits durch die unter Umständen größere Anzahl Stiche, die durchweg für jedes Profil erforderlich werden;

β) die Gefahr der Walzenbrüche durch die dünnen Stege sich vergrößert und daher direkte und indirekte Mehrkosten hervorgerufen werden;

γ) die Gefahr, fehlerhafte Stäbe und dadurch größere Mengen Wrack und Enden zu bekommen, steigt.

Nachdem die Klärung der Angelegenheit bis zu diesem Punkt gediehen war, hat der Arbeitsausschuß dieselbe zur Vorlage an die technischen Vertreter der Walzwerke gebracht und dabei die folgenden Fragen aufgestellt:

Fig. 4.

Träger mit wechselnden Flanschbreiten und gleichbleibender Stegdicke.

Profil	Abmessungen	b = 0,3 h + 35	b = 0,3 h + 20	b = 0,3 h	Profil	Abmessungen	b = 0,3 h + 35	b = 0,3 h + 20	b = 0,3 h
I 500	Flanschbreite	185	170	150	I 300	Flanschbreite	125	110	90
	Stegdicke	14,5	14,5	14,5		Stegdicke	9,1	9,1	9,1
	Flanschdicke	27	27	27		Flanschdicke	16,2	16,2	16,2
	G	129,2	122,8	114,4		G	50,9	47,1	42,0
	Wy	2666,3	2485	2243		Wy	641,1	575,8	488,70
	Wy	20,64	20,23	19,61		Wy	12,59	12,22	11,64
I 400	Flanschbreite	155	140	120	I 200	Flanschbreite	95	80	60
	Stegdicke	11,8	11,8	11,8		Stegdicke	6,7	6,7	6,7
	Flanschdicke	21,6	21,6	21,6		Flanschdicke	11,3	11,3	11,3
	G	85,6	80,53	73,74		G	26,2	23,5	20,0
	Wy	1423,1	1307	1152,2		Wy	228	192,3	152,0
	Wy	16,63	16,23	15,63		Wy	8,51	8,18	7,6

Zahlen-

Profil	I						II						III						IV					
1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	12	13	14	16	17	18	19	20	21	23	24	25	26	27	28
	theoretische Knicklast $P = \frac{2.J}{l^2}$	desgl.	Last, bei welcher das Knicken erfolgte	desgl. P_1	größte zulässige Stegbelastung bei fünffacher Sicherheit $A = \frac{P_1}{5}$	entsprechende Stützweite bei $\sigma = 1000$ kg/qcm $l = \frac{4.W_x.\sigma}{P_1}$	theoretische Knicklast $P = \frac{2.J}{l^2}$	desgl.	Last, bei welcher das Knicken erfolgte	desgl. P_1	größte zulässige Stegbelastung bei fünffacher Sicherheit $A = \frac{P_1}{5}$	entsprechende Stützweite bei $\sigma = 1000$ kg/qcm $l = \frac{4.W_x.\sigma}{P_1}$	theoretische Knicklast $P = \frac{2.J}{l^2}$	desgl.	Last, bei welcher das Knicken erfolgte	desgl. P_1	größte zulässige Stegbelastung bei fünffacher Sicherheit $A = \frac{P_1}{5}$	entsprechende Stützweite bei $\sigma = 1000$ kg/qcm $l = \frac{4.W_x.\sigma}{P_1}$	theoretische Knicklast $P = \frac{2.J}{l^2}$	desgl.	Last, bei welcher das Knicken erfolgte	desgl. P_1	größte zulässige Stegbelastung bei fünffacher Sicherheit $A = \frac{P_1}{5}$	entsprechende Stützweite bei $\sigma = 1000$ kg/qcm $l = \frac{4.W_x.\sigma}{P_1}$
	t	at	at	t	t	m	t	at	at	t	t	m	t	at	at	t	t	m	t	at	at	t	t	m
7.8 / 200	39,5	31,6	25	31,25	6,25	1,38	79,0	63,2	50	62,50	12,50	0,69	118,5	94,8	90	112,50	22,50	0,38	59,25	47,4	40	50,00	10,00	0,86
11.6 / 300	86,7	69,4	60	75,00	15,00	1,77	144,4	115,5	100	125,00	25,00	1,06	202,2	161,8	135	168,75	33,75	0,79	101,2	80,9	70	87,50	17,50	1,52
12.7 / 360	94,9	75,9	78	97,50	19,50	2,23	147,5	118,0	108	135,00	27,00	1,61	200,1	160,1	150	187,50	37,50	1,16	100,0	80,0	70	87,50	17,50	2,45
9.8 / 381	41,1	32,9	52	65,00	13,00	2,90	63,0	50,4	75	93,75	18,75	2,01	84,5	67,6	93	116,25	23,25	1,63	42,2	33,8	52	65,00	13,00	2,90
14.5 / 400	127,0	101,6	92	115,00	23,00	2,54	190,5	152,4	124	155,00	31,00	1,88	254,0	203,2	165	206,25	41,25	1,41	127,0	101,6	86	107,50	21,50	2,71
17,8 / 500	181,7	145,4	110	137,50	27,50	3,97	254,4	203,6	155	193,75	38,75	2,82	327,1	261,7	210	262,50	52,50	2,08	163,5	130,9	110	137,50	27,50	3,97
13,1 / 508	73,8	59,0	95	118,75	23,75	3,27	102,9	82,3	125	156,25	31,25	2,47	131,9	105,5	150	187,50	37,50	2,06	66,0	52,8	82	102,50	20,50	3,76
14,6 / 610	85,0	68,0	110	137,5	27,5	4,07	112,8	90,3	130	162,5	32,50	3,41	140,7	112,6	155	193,75	38,75	2,90	70,3	56,3	90	112,50	22,50	4,93
12,5 / 610	54,6	43,7	85	106,25	21,25	5,03	72,6	58,1	110	137,50	27,50	3,89	90,5	72,4	130	162,50	32,50	3,29	45,2	36,2	65	81,25	16,25	6,58

Bemerkung. Die in den Skizzen (oben) schraffierten Flächen im Steg der Träger geben den ungefähren Verlauf der bei den Versuchen sich ergebenden Einbeulungen im Stege. Bei der Bestimmung der Trägheitsmomente wurde die Länge 1 benutzt. 1 at = 1250 kg. Die theoretische Knicklast P ist unter Annahme einer Festigkeit von 40 kg/qmm berechnet.

1) Erkennen die Werke an, daß die amerikanischen Profile in bezug auf Ausnutzung des Eisens günstiger konstruiert sind als die jetzigen deutschen Normalprofile?

2) Erkennen die Werke allgemein als richtig an, daß eine Umarbeitung der deutschen Normalprofile in dieser Hinsicht schon auf dem inländischen Markt einer größeren Verwendungsfähigkeit für Eisen überhaupt förderlich sein würde?

3) Erkennen die Werke an, daß der Wettbewerb auf dem ausländischen Markt der deutschen Eisenindustrie die Verpflichtung auferlegt, das denkbar Beste auf diesem Gebiete zu leisten?

4) Halten die Werke aus diesen Gründen es für ihre Pflicht, die Profile zu ändern?

5) Wenn die Frage 4 bejaht wird, so handelt es sich darum, zu entscheiden, ob die hier vorgesehene neue Profilreihe den Werken als das Beste erscheint, was nach Lage der Sache gemacht werden kann, oder ob und welche andern Vorschläge dieselben zu machen haben, und mit welchen Begründungen?

6) Halten die Werke es mit ihren Interessen vereinbar, wenn am 1. Juli 1905 frühestens die siebente Auflage des Profilbuches der Oeffentlichkeit übergeben wird, und daß bis etwa 1. Juli 1906 sämtliche Profile vom Stahlwerksverband erhältlich sind?

Sämtliche Fragen wurden in einer Versammlung der technischen Walzwerksvertreter, welche am 17. September 1904 in Düsseldorf stattfand, bejaht, wenngleich bei dieser Gelegenheit auch die großen Bedenken, die hinsichtlich der Abänderung der Normalprofile, insbesondre wegen der Schwierig-

tafel 4.

V (Skizze: h, 90°, 40 cm) — VI (Skizze: 90°, h; 10 cm bei I 200, 300, 360, 15 cm bei den übrigen Profilen)

30	31	32	33	34	35	37	38	39	40	41	42	44		45		46		47		49					Bemerkung
theoretische Knicklast $P = \frac{\pi^2 J}{l^2}$	desgl.	Last, bei welcher das Knicken erfolgte	desgl. P_1	größte zulässige Stegbelastung bei fünffacher Sicherheit $A = \frac{P_1}{5}$	entsprechende Stützweite bei $\sigma = 1000$ kg/qcm $l = \frac{4 \cdot W_x \cdot \sigma}{P_1}$	theoretische Knicklast $P = \frac{\pi^2 J}{l^2}$	desgl.	Last, bei welcher das Knicken erfolgte	desgl. P_1	größte zulässige Stegbelastung bei fünffacher Sicherheit $A = \frac{P_1}{5}$	entsprechende Stützweite bei $\sigma = 1000$ kg/qcm $l = \frac{4 \cdot W_x \cdot \sigma}{P_1}$	Elastizitätsgrenze bei der		Festigkeit bei der		Querzusammenziehung bei der		Dehnung bei der		Ergebnisse der Analyse					
												Längsprobe	Querprobe	Längsprobe	Querprobe	Längsprobe	Querprobe	Längsprobe	Querprobe	C	P	Mn	S	Si	
t	at	at	t	t	m	t	at	at	t	t	m	kg/qmm	kg/qmm	kg/qmm	kg/qmm	vH	vH	vH	vH						
98,75	79,0	75	93,85	18,75	0,46	39,5	31,6	25	31,25	6,25	1,38	26,1 27,2	26,0 26,3 27,4 27,2	39,8 41,0	39,4 39,7 40 6 40,5	54,3 52,0	44,0 44,1 43,9 44,5	28,0 26,0	21,0 21,0 20,0 21,0	0,050	0,049	0,450	0,079	0,004	
159,0	127,2	108	135,00	27,00	0,99	72,2	57,8	60	75,00	15,00	1,77	28,0 28,4	29,2 28,8 28,2 29,1	42,7 43,4	44,0 43,4 42,9 43,5	56,1 54,5	40,9 41,0 44,6 44,1	24,5 26,0	20,0 21,0 21,0 20,0	0,070	0,071	0,510	0,073	0,004	
152,7	122,2	120	150,00	30,00	1,45	79,2	63,4	75	93,75	18,75	2,29	27,2 27,7	27,6 27,4 27,4 27,9	42,4 42,7	52,0 41,5 41,5 42,3	58,0 53,8	47,1 46,1 26,0 42,0	28,5 28,0	26,0 25,0 28,0 23,0	0,060	0,086	0,600	0,060	0,006	
63,9	51,1	95	118,75	23,75	1,60	50,6	40,5	47	58,75	11,75	3,21	27,0 26,8	26,6 27,5 26,7 27,1	40,6 40,9	40,4 41,0 40,6 41,2	59,5 56,1	42,8 43,4 44,0 48,0	28,5 28,0	23,0 22,5 24,0 25,0	0,050	0,070	0,390	0,074	0,004	
190,5	152,4	135	168,75	33,75	1,73	100,0	80,0	80	100,00	20,00	2,94	25,9 25,8	26,2 25,4 25,8 25,3	39,4 39,3	39,4 38,9 38,7 38,4	59,0 59,4	38,0 37,1 44,5 45,6	26,8 27,0	26,5 26,0 26,0 26,0	0,060	0,047	0,500	0,073	0,002	
236,2	189,0	155	193,75	38,75	2,82	145,4	116,3	98	122,50	24,50	4,16	23,4 23,3	23,2 23,8 22,9 23,0	36,0 35,0	35,6 36,4 35,2 35,0	60,5 65,4	51,8 51,4 55,0 54,0	32,0 82,0	29,0 27,0 28,0 28,5	0,050	0,039	0,480	0,050	0,004	
95,0	76,0	130	162,50	32,50	2,37	58,7	46,9	70	87,50	17,50	4,41	27,2 27,8	27,8 28,6 28,2 28,1	41,6 42,2	42,4 42,9 43,4 48,0	57,7 50,9	44,1 44,7 43,0 42,5	28,0 26,0	24,0 24,5 24,0 24,0	0,050	0,084	0,400	0,065	0,004	
63,2	50,6	98	122,50	24,50	4,36	63,3 40,8	50,6 82,6	80 60	100,00 75,00	20,00 15,00	5,60 7,12	27,6 27,2	29,0 29,4 27,5 28,4	42,9 42,2	43,8 44,0 41,5 42,0	54,9 53,5	47,5 46,4 37,1 40,9	26,0 28,0	23,0 25,0 26,0 25,0	0,065	0,060	0,630	0,052	0,002	

Der Versuch VI ist von einem andern Stabe als die Versuche I bis V. Die Stegdicken bei Versuch VI waren mit Ausnahme von I-Eisen 381 und 400 dieselben wie bei den Trägern der Versuche I bis V. Bei Versuch VI hatte I-Eisen 381 10,9 mm und T-Eisen 400 14,0 mm Stegdicke.

Bemerkungen: Eine Streckung der Proben erfolgte erst ungefähr nach dem Erreichen des ersten Drittels der Bruchbelastung (Spalte 45). Diese Streckung verschwand nach dem Ausspannen des Probestabes, solange dieselbe unter 0,5 bis 0,75 mm betrug, und zwar bei 0,5 mm ganz, während bei 0,75 mm noch etwa 0,25 mm verblieben. Nachdem die Stäbe über 1 mm gestreckt waren, war die Elastizitätsgrenze erreicht.

Bemerkung: Es wurde mit drei Trägern I 381 mit 9,5 mm Steg, I 508 mit 12,0 mm Steg und I 610 mit 12,9 mm Steg je ein Versuch in ausgeglühtem und nicht ausgeglühtem Zustande gemacht, um einen Einblick zu gewinnen, welchen Einfluß die Spannungen infolge ungleichmäßiger Abkühlung usw. des Flansches gegenüber dem Stege auf die Knickfestigkeit ausüben. Die Versuche ergaben die folgenden Werte:

	ausgeglüht	nicht ausgeglüht
I 381	41 at	45 at
I 508	55 at	57 at
I 610	58 at	65 at

keiten des Ueberganges, bestehen, zum Ausdruck gebracht wurden.

Nachdem dieses Ergebnis erzielt war, hat die Kommission dasselbe dem Stahlwerksverband unterbreitet, damit er die Vorlage auch in ihrer wirtschaftlichen Bedeutung prüfe und Stellung dazu nehme. Die Vorschläge haben in einer Sitzung des Stahlwerksverbandes, welche am 27. September 1904 stattgefunden hat, der Beratung dieses Verbandes unterstanden, der Verband hat sich dabei grundsätzlich für die Aufnahme der neuen I-Trägerprofile ausgesprochen und sich gleichzeitig bereit erklärt, wegen der Einführung der neuen Normalprofile mit der Normalprofilbuch-Kommission in Verhandlung zu treten.

Nachdem dieses Ziel erreicht ist, hält die Kommission dafür, daß ihre Arbeiten zunächst erledigt sind und es nunmehr Sache der Gesamtkommission ist, einen weiteren Beschluß herbeizuführen.

Wir können unsern Bericht nicht schließen, ohne der tatkräftigen Mitwirkung der Herren Geheimrat Intze, Geheimrat Krohn, Direktor Dahl, Direktor Malz und Direktor Springorum sowie der beteiligten Walzwerksvertreter und Walzwerke für ihre kostspieligen Versuche bei den niedergelegten Feststellungen dankbar zu gedenken.

Der Vorsitzende der Kommission: F. Kintzlé. Der Schriftführer: Dr.-Ing. E. Schrödter.

Die Festlichkeiten bei Gelegenheit der 46. Hauptversammlung

am 19. bis 21. Juni 1905 in Magdeburg.

Der Hauptversammlung ging am Sonnabend Abend ein Festessen in der Loge »Ferdinand zur Glückseligkeit« voran, zu dem die Magdeburger Großfirmen Fried. Krupp-Grusonwerk, Schäffer & Budenberg, R. Wolf, Maschinenfabrik Buckau, Otto Gruson & Co. und Eugen Polte die Mitglieder des Vorstandes und des Vorstandrats mit ihren Damen eingeladen hatten, und an welchem auch die Spitzen der Behörden teilnahmen. Von letzteren sah man an der prächtig geschmückten Tafel: den Oberpräsidenten der Provinz Sachsen Dr. v. Boetticher, den Regierungspräsidenten Dr. Baltz, den kommandierenden General v. Beneckendorff und Hindenburg, den Festungskommandanten Generalleutnant v. Gersdorf, den Oberbürgermeister Schneider und manche andre. Die Reihe der Trinksprüche eröffnete Hr. Direktor Sorge vom Fried. Krupp-Grusonwerk mit einem Hoch auf Se. Majestät den Kaiser; weiter sprach Hr. Kommerzienrat Arnold von der Firma Schäffer & Budenberg auf Vorstand und Vorstandsrat des Vereines, Hr. Oberpräsident von Boetticher auf die deutsche Industrie, Hr. Oberbürgermeister Schneider auf den Verein deutscher Ingenieure, und Hr. v. Linde brachte zugleich mit seinem Dank für die letzte Rede ein Hoch auf die Stadt Magdeburg aus. Endlich gedachte noch Hr. Kommerzienrat Polte der Damen.

Am Sonntag Abend wurde die Hauptversammlung durch einen vom Magdeburger Bezirksverein dargebotenen Begrüßungsabend im Fürstenhof eingeleitet. Einem von Hrn. Prüsmann verfaßten Festspiele, bei dessen Darstellung sich vor allem Frau Zivilingenieur Voit auszeichnete, lag der folgende Gedanke zugrunde: Ein zum Ingenieurfest herbeigeeilter fremder Ingenieur überrascht die mit der Ausschmückung des Magdeburger Stadttores beschäftigte Maid von Magdeburg und preist in dem sich entspinnen den Zwiegespräch in poetischer Form die Umwandlung, die Magdeburg seit der letzten Ingenieurversammlung im Jahre 1882 infolge der Sprengung des Festungsgürtels erahren habe. Am Schlusse des Festspieles besteigt die Maid die Zinnen des Tores und verkörpert so das Magdeburger Stadtwappen, während die geöffneten Torflügel einen Willkommengruß erscheinen lassen. Als Erinnerung an die Hauptversammlung überreichte der Magdeburger Bezirksverein bei dieser Gelegenheit den Teilnehmern eine getreue Nachbildung der Magdeburger Halbkugeln Ottos von Guericke, die, umgekehrt zusammengeschraubt, als Trinkbecher zu benutzen sind.

Am Montag Vormittag trafen sich die Damen bei einem Gartenkonzert im Friedrich Wilhelms-Garten und besichtigten die nahegelegenen Grusonschen Gewächshäuser. Der Abend versammelte die Teilnehmer zu einem von der Stadt gegebenen Gartenfest im Herrenkrug, wo sie von Hrn. Oberbürgermeister Schneider mit einer vom Herzen kommenden und zum Herzen gehenden Ansprache begrüßt wurden. Schnell verlief den Gästen, die von der Stadt mit einem kalten Imbiß bewirtet wurden, bei Konzert und festlicher Gartenbeleuchtung die Zeit, und manchen wollte es zu früh bedünken, als um 10 Uhr abends aufgebrochen werden mußte. Bei der Heimfahrt flammten an den Elbufern Holzstöße empor, und die alten Gebäude der Stadt waren bengalisch beleuchtet.

Am Morgen des Dienstages besichtigten die Damen den Dom und fuhren dann durch die Stadt zum Schützenhause, wo sie ein Frühstück einnahmen. Die Herren benutzten den Nachmittag zu Fabrikbesichtigungen oder zu einem Ausfluge nach Helmstedt, und am Abend fanden sich sämtliche Teilnehmer in den städtischen Anlagen auf dem Roten Horn im Restaurant Salzquelle zu einem Gartenfest zusammen. Man erging sich zunächst in den weitausgedehnten Gartenanlagen, zwischen den von zahlreichen geschmückten Gondeln belebten Elbarmen. Um 8 Uhr wurde ein gemeinsames Abendessen in dem großen Gartensaal des Restaurants eingenommen. Die wieder Heraustretenden überraschte eine prächtige Gartenbeleuchtung mittels zahlloser Lampions; auch die Gondeln auf der Elbe hatten sich in gleicher Weise geschmückt, und auf dem gegenüberliegenden Sandheger wurde ein Feuerwerk abgebrannt, dessen Glanzpunkt die Beschießung eines Wikingerschiffes bildete. Spät erst kehrten die Teilnehmer mit Dampfern oder mit der Straßenbahn nach Magdeburg zurück.

Nachdem am folgenden Morgen die Damen einen Ausflug nach Bad Elmen unternommen hatten, fand am Nachmittag das Festmahl, an dem etwa 500 Personen teilnahmen, in dem mit frischen Blumen verschwenderisch geschmückten Saale des Fürstenhofes statt. Auf der Bühne erschien das bereits vom Begrüßungsabend her bekannte Bild des Magdeburger Stadttores, von dessen Zinne wiederum Frau Voit als Maid von Magdeburg die Gäste willkommen hieß; ein um das Tor versammelter Kranz von jungen Damen stieg nach dieser Ansprache in den Saal nieder und schmückte die Teilnehmer und die Tafel mit Rosen. Als erster Redner brachte der Vorsitzende des Vereines, Hr. v. Linde, das Kaiserhoch mit folgenden Worten aus:

»Wenn unser Verein alljährlich Hauptversammlungen abhält, so gilt das natürlich zunächst seinen eigenen Angelegenheiten. Da aber von diesen gesagt werden darf, daß es die Angelegenheiten des ganzen Ingenieurstandes sind, so dehnt sich vor ihnen ein weites Feld. In unserm technischen Zeitalter geben die Werke des Ingenieurs nicht bloß den äußeren Erscheinungen des Lebens im Frieden und im Krieg ein besondres Gepräge, sondern die Wirkungen der, durch solche Werke gesteigerten, Produktion auf den gesamten Zustand der Bevölkerung berühren mehr oder weniger alle Kreise und Schichten der Nation. Die Kulturvölker sind durchzittert — ja häufig erschüttert — von dem Konflikte der aus früherem Gleichgewichte gestörten Kräfte und streben nach neuen ausgleichenden Gestaltungen. Wenn wir uns bewußt sind, daß die Aufgabe des Ingenieurs nicht erschöpft ist, wenn er an der Weiterentwicklung der technischen Mittel zur Steigerung der Produktion und zur Erhöhung der Wehrkraft arbeitet, sondern daß ihm auch obliegt, bei jener Neugestaltung der gesellschaftlichen Verhältnisse mitzuwirken, so sehen wir uns mitten in den Zusammenhang der großen Interessen des Landes gestellt. Als vor nahezu einem halben Jahrhundert eine kleine Schar geisteskräftiger junger Männer unsern Verein im nahen Harz begründete, schrieben sie mit flammenden Buchstaben den nationalen Gedanken auf ihre Fahne. »Die Zusammenfassung der geistigen Kräfte Deutschlands« war ihr Losungswort. Daran muß und wird unser Verein für immer festhalten. An die großen Angelegenheiten des Vaterlandes sollen unsre besondern Angelegenheiten sich angliedern, und willig wollen wir Gefolgschaft leisten denen, die mit reinem Willen, mit klarem Auge und hellem Mute Deutschlands Geschicke lenken. Allen voran sehen wir in solchem Sinne die erhabene Gestalt unsres Kaisers vorausschreiten, und so richten sich auf ihn unsre Blicke, nicht bloß um nach guter Sitte seiner als des Landesherrn zu gedenken, sondern mit freudig bewegtem Herzen und mit heißen Wünschen für ein gesegnetes langes Regiment. Seine Majestät Kaiser Wilhelm II: hurra!«

Hr. Bürgermeister Fischer wies dann auf die Bedeutung des Ingenieurstandes für die großen Städte und besonders für Magdeburg hin, das seine Entwicklung zum großen Teil dem Aufblühen seiner Industrie verdanke. Er sprach die Hoffnung aus, daß der Ingenieurverein bald wieder eine Hauptversammlung in Magdeburg abhalten werde, und brachte ein Hoch auf die deutschen Ingenieure aus. Ihm antwortend führte der stellvertretende Vorsitzende des Vereines, Hr. Taaks, aus, auch der Ingenieur habe alle Ursache, den Stadtverwaltungen dankbar zu sein; denn indem sie ihm Gelegenheit gäben, seine Wirksamkeit zu entfalten, förderten sie seinen Fortschritt. Magdeburg sei nach dieser Richtung hin besonders rührig gewesen, und die Teilnehmer der Hauptversammlung hätten mit großem Interesse die Anlagen und Einrichtungen der Stadt und ihrer Industrie besichtigt. Außerordentlich angenehm berührt habe die Liebenswürdigkeit, mit der der Verein von der Stadt aufgenommen worden sei, und so würden die Ingenieure gern wieder nach Magdeburg kommen, wenn die Zeit dafür gekommen sein werde. Das Hoch des Redners galt der guten Zukunft der Stadt.

Hr. Kommerzienrat Arnold pries die guten Beziehungen zwischen den Behörden und der Industrie, und Hr. Direktor Sorge dankte den Spitzen der Stadtverwaltungen und den Behörden sowie den übrigen Ehrengästen für die Teilnahme an der Tagung. Nachdem dann noch Hr. Hofrat Caro im Namen der beiden anwesenden Ehrenmitglieder des Vereines gedankt und des im nächsten Jahre bevorstehenden Jubiläumsfestes gedacht hatte, begann das von Hrn. Ingenieur Winkler, Magdeburg, gedichtete Festspiel »Im Olymp bei festlichem Gelage«, das die Sonderinteressen der verschiedenen Stände in allegorischer Form zum Ausdruck brachte und eine Fülle humoristisch-satirischer Anspielungen enthielt, die großen Beifall und Heiterkeit hervorriefen. Das Hoch auf die Damen brachte schließlich Hr. Prüsmann in poetischer Form aus.

Den Abschluß der Hauptversammlung bildete am Donnerstag in üblicher Weise ein Ausflug, der in diesem Jahr auf Einladung des Sächsisch-Anhaltinischen Bezirksvereines nach

Thale unternommen wurde und von herrlichstem Wetter begünstigt war. Um 10¾ Uhr langte der Sonderzug in Thale an, worauf zahlreiche Teilnehmer zunächst das Eisenhüttenwerk Thale besichtigten. Nach einem von diesem Werk dargebotenen Frühstück ging es hinauf zum Hexentanzplatz, wo in dem Bergtheater eine von den Mitgliedern des Weimarer Hoftheaters ausgeführte, mit lebhaftem Beifall belohnte Festvorstellung stattfand. Bei dem am Abend im Hotel Zehnpfund in Thale veranstalteten Festmahl begrüßte der Vorsitzende des Sächsisch-Anhaltinischen Bezirksvereines, Hr. Lehmer, die Teilnehmer. Der Generaldirektor des Eisenhüttenwerkes, Hr. Kommerzienrat Claus, würdigte die Verdienste des Vereines deutscher Ingenieure, und Hr. Landrat v. Jacobi, Quedlinburg, begrüßte den Verein namens der Staatsverwaltung; den Rednern dankte das Vorstandsmitglied Hr. Eulenberg und Hr. Schubbert sprach einen poetischen Damentoast. Ein vorzügliches Feuerwerk bildete den Abschluß der diesjährigen Tagung, auf welche der Magdeburger und auch der Sächsich-Anhaltinische Bezirksverein mit Stolz und Befriedigung zurückblicken können.

Bericht über die Tätigkeit der Geschäftstelle in St. Louis 1904,

dem Vorstandsrat erstattet von **Fr. Frölich.**

Der Verein deutscher Ingenieure hatte auf Anregung des Reichskommissars für die Weltausstellung in St. Louis beschlossen, unter finanzieller Beihülfe der deutschen Maschinenaussteller einen Vertreter zur Weltausstellung in St. Louis zu entsenden und eine ständige Geschäftstelle in der Maschinenhalle einzurichten, ähnlich wie dies früher in Chicago, Paris und Düsseldorf geschehen war. Dem Vorstande wurden hierfür vom V. d. I. 10000 ℳ zur Verfügung gestellt. Nach Abschluß der Vorverhandlungen im März des vorigen Jahres wurde ich mit der Leitung der Geschäftstelle in St. Louis betraut und reiste am 9. April von Bremerhaven ab. Bei meiner Ankunft in St. Louis fand ich die Ausstellung in einem Zustande völliger Unfertigkeit, der sich in der Maschinenhalle, da die schweren Aufstellungsarbeiten mit unzulänglichen Hülfsmitteln ausgeführt werden mußten, bis in den August hineinzog. Ueber diese Verhältnisse ist in den Tageszeitungen und von mir in der Vereinszeitschrift[1]) hinlänglich berichtet worden, so daß es sich erübrigt, darauf näher einzugehen. Die Geschäftstelle in dem vom Reich zur Verfügung gestellten Pavillon in der Maschinenhalle konnte aus diesem Grunde erst Anfang Juli — also erst zwei Monate nach Eröffnung der Ausstellung — bezogen werden. Bis dahin war mir vorübergehend im Pressezimmer des Deutschen Hauses vom Reichskommissar ein Schreibtisch zur Verfügung gestellt worden. Da der Besuch aus Deutschland während der ersten Monate der Ausstellung noch schwach war, wurde dieser Uebelstand von den Besuchern nicht allzu störend empfunden.

Es war ursprünglich beabsichtigt, die Geschäftstelle während der heißen Monate Juli und August zu schließen. Da jedoch der von der Redaktion der Zeitschrift für einen Uebersichtsbericht über die gesamte Ausstellung gewonnene Berichterstatter in letzter Stunde verhindert wurde, seine Arbeit zu leisten, übernahm ich diesen Bericht[1]); diese Arbeit sowie wichtige Verhandlungen in den Kreisen der Aussteller machten es mir unmöglich, vor dem 4. August den bewilligten Urlaub anzutreten. Während meiner Abwesenheit im Monat August war unser in der Ausstellung als Vertreter der Abner Doble Co. in San Francisco beschäftigtes Vereinsmitglied Hr. H. Homberger so freundlich, sich der Geschäftstelle und der während dieser Zeit ankommenden Besucher anzunehmen.

Am 1. September kehrte ich, nachdem ich den August zu einer Reise nach Chicago, Milwaukee und in den Kupferbezirk am Oberen See benutzt hatte, nach St. Louis zurück, da ich durch den Reichskommissar in die Maschinenabteilung des Preisgerichtes berufen war. Ich war dabei zunächst in der Gruppe für Werkzeugmaschinen als stellvertretender Vorsitzender tätig, gehörte alsdann dem Abteilungspreisgericht für Maschinenwesen an, in welchem ich das Amt eines dritten Vorsitzenden bekleidete, und wurde schließlich auf Veranlassung des Reichskommissars als einer der drei deutschen Vertreter in das oberste Preisgericht berufen.

Das Preisgericht in seinen verschiedenen Abteilungen tagte in der Zeit vom 1. September bis 15. Oktober; zugleich traf natürlich auch die Hochflut der europäischen Besucher ein, so daß die Geschäftstelle außerordentlich stark beschäftigt war. Während dieser Zeit bin ich durch Hrn. Homberger und auch durch den als Vertreter der Firma Henschel & Sohn, Kassel, in St. Louis anwesenden Hrn. Regierungsbaumeister Fr. Gutbrod eifrig unterstützt worden. Ueber die Tätigkeit des Preisgerichtes ist in der Presse, auch in der deutschen, vielfach geklagt worden, und es hat allerdings den Anschein, daß in einzelnen Gruppen Ungenauigkeiten vorgekommen sind. Soweit ich die Arbeiten aus eigener Mitwirkung beurteilen kann — und das bezieht sich besonders auf die Gruppen des Maschinen-, Verkehrs- sowie des Berg- und Hüttenwesens —, muß ich betonen, daß seitens der Preisrichtergruppen außerordentlich gewissenhaft und mit großem Fleiß gearbeitet worden ist. Die Zerfahrenheit und Unzulänglichkeit der Ausstellungsleitung, die noch mehrere Tage nach dem Zusammentritt der Gruppenpreisgerichte den amtlichen Katalog der Aussteller nicht vorlegen konnte, läßt manchen untergelaufenen Irrtum erklärlich und entschuldbar erscheinen. Außerdem war die Unterstützung durch Hülfskräfte, die dem Preisgericht seitens der Ausstellungsleitung nach den Bestimmungen gewährt werden sollte, ganz unzureichend; dieser Umstand machte die Arbeiten außerordentlich zeitraubend und mühselig, was durch die stellenweise übertriebene Förmlichkeit der Amerikaner noch stark gesteigert wurde. Von den Arbeiten der Abteilung für Maschinenwesen, die sich in manchen Punkten von denen andrer Abteilungen unterschieden haben, sei noch erwähnt, daß in ihr mit wenigen Ausnahmen jedem Aussteller, auch wenn er in verschiedenen Gruppen ausgestellt hatte, nur eine Auszeichnung zuerkannt wurde; auch wurde der Wortlaut für das Diplom bestimmt und darin das mit dem Preise bedachte Erzeugnis ausdrücklich genannt. Bei den ähnlich wie bei der Pariser Ausstellung auch in St. Louis verteilten Auszeichnungen für Mitarbeiter wurde besonders darauf geachtet, daß diejenigen Personen damit bedacht wurden, die als die geistigen Urheber anzusehen sind, vor allem die Ingenieure und Konstrukteure.

Die Tätigkeit im Preisgericht wird mir persönlich stets in angenehmster Erinnerung bleiben, da sie mir Gelegenheit gegeben hat, einen Kreis hervorragender Fachleute kennen zu lernen, die aufs eifrigste bemüht waren, ihrem Amt nach Kräften gerecht zu werden. Die Ausländer taten dies sogar unter finanziellen Opfern, da nur den amerikanischen Preisrichtern eine — übrigens ebenfalls unzulängliche — Entschädigung seitens der Ausstellung gezahlt wurde.

Die deutsche Maschinenindustrie hatte sich der Ausstellung gegenüber ablehnend verhalten, und das abschließende Urteil, das man jetzt über die Ausstellung und ihre Erfolge gewonnen hat, hat ihr in vollem Umfange recht gegeben; sie hätte in St. Louis kein ihrer Leistungen würdiges Feld des Wettkampfes gefunden, und die großen Kosten wären nutzlos aufgewendet worden. Die wenigen deutschen Aussteller in der Maschinenhalle zeigten Sondererzeugnisse, die gebührend beachtet wurden und bei der Preisverteilung guten Erfolg erzielt haben. In den übrigen Abteilungen war Deutschland zum Teil vorzüglich vertreten; die Erfolge des deutschen Kunstgewerbes, des Unterrichtswesens, der Ausstellungen des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten und der Städte sowie des Verkehrswesens sind hinlänglich bekannt. Sie sind wesentlich mit dadurch herbeigeführt worden, daß

[1]) Z. 1904 S. 1281.

Deutschland in diesen Gruppen einheitlich auftrat, und es ist das große persönliche Verdienst des Reichskommissars, daß er die oft auseinandergehenden und widerstrebenden Interessen zum Wohle des Ganzen vereint hat.

Der große Eindruck, den die deutsche Ausstellung auf die Besucher gemacht hat, wird zweifellos dazu beitragen, das Deutschtum in den Vereinigten Staaten zu kräftigen und das Ansehen der deutschen Arbeit im gesamten Auslande zu heben und zu mehren. Wenn jedoch vielfach Hoffnungen auf einen vermehrten und steigenden Absatz nach dem Ausland, insbesondre nach den Vereinigten Staaten, an diesen Erfolg geknüpft werden, so fürchte ich, daß sie sich nur in bescheidenem Umfang erfüllen werden.

Für die deutsche Industrie hat die Ausstellung die große Bedeutung gehabt, daß sie Anlaß zu zahlreichen Studienreisen gab, die sich durchweg außer der Ausstellung auf die hauptsächlichsten Fabriken der betreffenden Fachgebiete erstreckt haben. Die hierbei gewonnenen Eindrücke und Anregungen werden nicht nur dem Einzelnen, sondern auch der ganzen deutschen Industrie von Vorteil sein. Nicht unwesentlich ist namentlich, daß durch die persönliche Kenntnis amerikanischer Arbeitsweisen und amerikanischer Verhältnisse manche falsche Anschauungen berichtigt und die übertriebene Angst vor dem amerikanischen Wettbewerb beseitigt ist. Der Gesamtverein hat die Mitglieder mit wirksamen Empfehlungen versehen, und die Geschäftstelle in St. Louis hat, soweit dies in ihrer Macht stand, den Besuchern bei der Auswahl der zu besichtigenden Werkstätten und bei der Erlangung von weiteren Einführungsschreiben mit Rat und Tat zur Seite gestanden.

Die ursprüngliche Absicht, die Geschäftstelle am 15. November zu schließen, ließ sich nicht verwirklichen, da der Besuch des Ausstellung infolge des erst in den letzten Tagen des Novembers stattfindenden Besuches des Präsidenten Roosevelt bis zuletzt ziemlich rege blieb. Der Reichskommissar wünschte außerdem eine Verlängerung meiner Tätigkeit über den Schluß der Ausstellung hinaus, da zu erwarten stand, daß den Ausstellern seitens der Ausstellung und der Zollbehörden mancherlei Schwierigkeiten bereitet werden würden. Diese Befürchtung ist in vollstem Maße eingetreten, und erst am 10. Januar war es mir möglich, St. Louis zu verlassen. Wenn auch an diesem Zeitpunkt die hauptsächlichsten Amts- und Geschäftshandlungen erledigt waren, so hat sich die Rücksendung der Ausstellungsgüter für die meisten Aussteller doch bis Ende Februar und selbst noch in den März hinein verzögert. So ist es gekommen, daß meine ursprünglich auf 165 Tage veranschlagte Tätigkeit als Leiter der Geschäftstelle sich auf 233 Tage ausgedehnt hat.

Die Geschäftstelle in St. Louis ist naturgemäß nicht so stark in Anspruch genommen worden, wie dies in Paris der Fall war; daher konnte sie sich den Besuchern in ausreichendem Maße widmen, ohne daß weitere Hülfskräfte herangezogen wurden. Als Vermittlungsstelle für die Postsachen der die Ausstellung besuchenden Mitglieder hat sich die Geschäftstelle ebenso wie ihre Vorgängerinnen mit gutem Erfolg bewährt. Auch von Nichtmitgliedern des Vereines ist sie vielfach um Unterstützung angegangen worden; namentlich hat sie sich dem Reichskommissar, in dessen Stabe ein Ingenieur nicht vorhanden waren, jederzeit zur Verfügung gestellt, und es mag hervorgehoben werden, daß die Beziehungen zum Reichskommissar und seinen Beamten stets angenehm gewesen sind. Die Geschäftstelle hatte es außerdem übernommen, über die technischen Erzeugnisse derjenigen Firmen, die in der Maschinenhalle ausgestellt hatten, Auskunft zu geben. Da die deutschen Aussteller in der Maschinenhalle nicht wie in den übrigen Hallen zu einer geschlossenen Gruppe vereinigt waren, sondern an ganz verschiedenen Stellen in der Halle ausgestellt hatten, ist von der Geschäftstelle ein Führer durch die deutsche Ausstellung in der Maschinenhalle in englischer Sprache verfaßt und in 2000 Abdrücken an Ausstellungsbesucher verteilt worden. Zahlreich waren die Anfragen von außerhalb, die, soweit möglich, erledigt wurden; wenn in wenigen Fällen ein ablehnender Bescheid gegeben werden mußte, so liegt dies daran, daß es bei einer so großen Ausstellung für eine einzelne Person selbst bei ständigem Aufenthalt unmöglich ist, über alles unterrichtet zu sein.

Im Anschluß an die Ausstellung war mir vom Vorstande des V. d. I. ein Urlaub zu Studien in den Vereinigten Staaten bewilligt worden. Meine Absicht ging dahin, die maschinellen Einrichtungen des Eisenhüttenwesens zu studieren. Ich mußte diesen Plan aber als undurchführbar aufgeben, da mir nach der Verlängerung meines Aufenthaltes in St. Louis nicht genügend Zeit dafür verblieb und ich außerdem erkannte, daß der mir dafür gesetzte Zeitraum von 6 Monaten für ein erschöpfendes Studium nicht ausreichte. Ich mußte es mir vorbehalten, diese Aufgabe, die etwa ein Jahr eifriger Arbeit umfassen würde, für spätere Zeiten zurückzuschieben und mich auf ein enger umgrenztes Einzelgebiet beschränken, wenn ich Erfolg erwarten wollte. Anregung hierzu erhielt ich durch die Einladung des Hrn. Bruno V. Nordberg von der Nordberg Manufacturing Co. in Milwaukee, mit dem ich im August den Kupfergrubenbezirk am Oberen See besuchte. Die eingehenden Berichte des Hrn. Professors Riedler in unsrer Zeitschrift über die Maschinenanlagen der Calumet- und Heclagruben aus dem Jahre 1893 haben uns mit der bedeutendsten Grube dieses Gebietes und den Arbeiten des amerikanischen Konstrukteurs E. D. Leavitt bereits vertraut gemacht. Neben dieser Grube sind aber, und namentlich in der letzten Zeit, gewaltige Neuanlagen entstanden; die Schächte der Tamarackgrube, deren einer bis rd. 1500 m hinabgeht, gehören zu den tiefsten der Welt. Die Fördermaschinenanlagen im dortigen Bezirk sind die interessantesten in den Vereinigten Staaten; die ausgiebige Benutzung von Gesteinbohrmaschinen stellt den Erbauern von Kompressoren große Aufgaben; die Erzstampfen in den Aufbereitungsanlagen, ein den besondern Arbeitsverhältnissen des dortigen Bezirkes angepaßtes Hülfsmittel, sind zu hoher Vollkommenheit ausgebildet, und die nasse Aufbereitung des Kupfererzes erfordert Wassermengen, welche die Pumpmaschinenanlagen an Größe und Bedeutung den Wasserversorgungsanlagen mittlerer Städte gleichkommen lassen. Auf allen diesen Gebieten sind Nordberg und die von ihm geleitete Maschinenfabrik führend tätig gewesen. In dem etwa 100 km langen und 25 km breiten Grubenbezirk befindet sich demnach eine Fülle von maschinellen Anlagen, die auch dem europäischen Besucher mancherlei Anregung geben kann.

Die bei einem 10tägigen Aufenthalt im August gewonnenen Eindrücke gaben mir die Anregung, den Bezirk nach Schluß der Ausstellung noch einmal zu eingehenderem Studium aufzusuchen. Infolge der tatkräftigen Unterstützung des Hrn. Nordberg fand ich bei einer Anzahl von Gruben freundliches Entgegenkommen und Unterstützung. Die Firma Schaeffer & Budenberg war so liebenswürdig, mir durch ihre New Yorker Filiale 4 Indikatoren für fortlaufende Diagrammentnahmen leihweise zur Verfügung zu stellen, und so war es mir möglich, eine Anzahl neuerer Konstruktionen von Fördermaschinen im Betriebe zu untersuchen und ihre Führung zu studieren. Eine beträchtliche Zeit war dem Studium der Einzelkonstruktionen interessanter Maschinen gewidmet. Hierbei habe ich mich hauptsächlich auf die Nordbergschen Konstruktionen beschränkt, da sie den übrigen soweit überlegen sind, daß sie für die Maschinenanlagen des dortigen Bezirkes als maßgebend angesehen werden können; eine Ausnahme bildet nur die Calumet- und Heclagrube, in welcher die durch den Riedlerschen Bericht genügend bekannten Leavittschen Bauarten das Feld beherrschen.

Ich hoffe, demnächst Gelegenheit zu haben, in der Zeitschrift über diese Studien eingehend zu berichten, möchte aber an dieser Stelle bereits dem Vorstande des Vereines meinen Dank aussprechen, daß er mir durch Gewährung des längeren Urlaubes und durch Fortzahlung des Gehaltes während des Urlaubes diese Studien ermöglicht hat. Außerdem möchte ich der Firma Schaeffer & Budenberg und insbesondre Hrn. Direktor Prüsmann danken für das freundliche Entgegenkommen, durch das sie mich in die Lage gesetzt haben, die Untersuchung gründlicher durchzuführen, als es bei einer einfachen Besichtigung möglich gewesen wäre.

Fr. Frölich.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 37. **Sonnabend, den 16. September 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Vibrationserscheinungen der Dampfer.

Von Otto Schlick.

Nach der lebhaften Erörterung, die den Vibrationserscheinungen der Dampfer lange Zeit hindurch zuteil geworden ist, dürfte es sich verlohnen, einen kurzen Rückblick darauf zu werfen und über den gegenwärtigen Stand unsrer Kenntnis auf diesem Gebiet zu berichten.

Abgesehen von einigen vereinzelten Fällen, lenkten die Vibrationserscheinungen erst etwa in den Jahren 1890 und 1891 die allgemeine Aufmerksamkeit der Schiffbauingenieure auf sich, nachdem sich bei den damals erbauten Torpedobootzerstörern so heftige Vibrationen gezeigt hatten, daß die Widerstandsfähigkeit der Schiffskörper ernstlich gefährdet erschien. Man erkannte in Uebereinstimmung mit einem von mir bereits im Jahre 1884 veröffentlichten Aufsatz [1]) als Hauptursache die Massenwirkung der sich auf und ab bewegenden Maschinenteile an. Die Erscheinung war jedoch für diese Fahrzeuge noch nicht von so weittragender Bedeutung, weil sie vermöge ihres Dienstes nicht gezwungen waren, die kritische Umlaufzahl der Maschine dauernd beizubehalten.

Die Verhältnisse lagen jedoch anders bei den damals erbauten Schnelldampfern für die atlantische Fahrt. Die der Hamburg-Amerika-Linie gehörigen Dampfer »Normannia« und »Fürst Bismarck« zeigten bei der gewöhnlichen Umdrehungszahl der Maschinen heftige Vibrationen, und da die entsprechende Geschwindigkeit während der ganzen Dauer der Reise eingehalten werden mußte, so waren Lockerungen der Verbände, namentlich auch der Maschinenfundamente, und Brüche der Kurbelwellen unvermeidlich.

Ganz besonders heftige Vibrationen zeigten sich bei den im Jahr 1893 in Fahrt gesetzten Dampfern »Campania« [2]) und »Lucania« der englischen Cunard-Linie. Der Eindruck, den die Erscheinung bei der Probefahrt der »Campania«, der ich beiwohnen konnte, auf die anwesenden Fachleute und auf die sonstigen Gäste machte, war im höchsten Grade überraschend. Man war der Ansicht, daß die Schiffsenden im gleichen Zeitmaße mit den Maschinenumdrehungen 30 bis 50 cm auf und nieder wippten, während es sich in Wirklichkeit nur um einen Ausschlag von etwa 6 bis 8 cm handelte. Das Irrige dieser Schätzung erklärte sich dadurch, daß die meisten Anwesenden vor einer ihnen ganz neuen Erscheinung standen, für die sie kein durch Erfahrung geübtes Augenmaß hatten.

Das Uebel wurde später bei den beiden Dampfern dadurch wesentlich gemildert, daß man durch eine größere Steigung der Schrauben die Umlaufzahl der Maschinen herabsetzte, um die kritische Umlaufzahl zu vermeiden. Die Maschinenleistung wurde dadurch natürlich etwas herabgedrückt, und dies ist der Grund, warum diese Schiffe den bezüglich der Geschwindigkeit an sie gestellten Erwartungen nicht entsprochen haben. Hierdurch erklärt sich wohl auch zum Teil, daß man nach diesen unangenehmen Erfahrungen den Bau weiterer großer Dampfer mit hoher Geschwindigkeit für die atlantische Fahrt damals in England eingestellt hat.

Um die Schwierigkeiten, die sich bei dem Dampfer »Fürst Bismarck« zeigten, möglichst zu beseitigen, war ich in meiner damaligen Stellung als technischer Berater der Hamburg-Amerika-Linie genötigt, mich mit dem Gegenstand weiter zu beschäftigen, und dies führte mich auf die Vierkurbel-Maschine mit ausgeglichener Massenwirkung, die sich, wie hinlänglich bekannt, rasch Eingang verschafft hat. Es zeigte sich, daß durch die Verwendung der ausgeglichenen Maschinen die Vibrationen in der Hauptsache vermieden wurden, und daß namentlich auch die Beanspruchung der Maschinenfundamente genügend abgeschwächt wurde, um die sonst bei schweren Maschinen fast immer eintretenden Lockerungen vermeiden zu können. Es konnten jedoch in vielen Fällen noch immer senkrechte Vibrationen, wenn auch von wesentlich geringerem Maße, festgestellt werden. In einigen besonders ungünstigen Fällen wurden an den Schiffsenden noch Ausschläge in der senkrechten Ebene bis zu 6, ja selbst 8 mm beobachtet. Auffällig war hierbei der Umstand, daß der Vibrationsausschlag immer ein andrer wurde, wenn die Schraubenflügel neu eingestellt worden waren. Wiederholte Versuche mit ausgeglichenen Maschinen bei abgekuppelten Schrauben zeigten, daß sich der Schiffskörper dabei vollkommen ruhig verhielt. Die Wirkung des Massenausgleiches war also vollständig erreicht, im Gegensatz zu Dreikurbelmaschinen, die auch bei abgekuppelter Schraube den Schiffskörper immer in heftige Vibrationen versetzen.

Diese Erscheinungen wurden, wie wohl noch erinnerlich ist, vielfach in den Fachzeitschriften besprochen, und es

[1]) On the vibration of steamers, Transactions of the Institution of Naval Architects 1884.

[2]) Vergl. Z. 1893 S. 1526.

machte sich mehrfach die Meinung geltend, daß die Ursache für die restlichen Vibrationen in der Ungleichförmigkeit der Drehmomente der ausgeglichenen Maschinen zu suchen sei. Diese Ansicht wurde namentlich auch für die an dem Torpedoboot »S. 42« gemachten Beobachtungen mit Nachdruck vertreten [1]).

Daß diese Ansicht nicht zutreffend sein konnte, ließ sich allerdings von vornherein übersehen. Die Drehmomente der ausgeglichenen Vierkurbelmaschinen zeigen nämlich während einer Umdrehung zwei fast genau gleich große Maxima und Minima, die über den Kurbelkreis nahezu gleichmäßig verteilt sind. Es entstehen also während einer Umdrehung zwei Impulse zur Erzeugung von Vibrationen. Da aber die betreffenden Dampfer immer die gleichen Schwingungszahlen wie die Umlaufzahlen der Maschinen zeigten (Vibrationen einfacher Frequenz), so konnte von Resonanz mit den Schwankungen der Drehmomente keine Rede sein, und die Ursache für die restlichen Vibrationen mußte folglich auf einen Impuls von gleicher Frequenz wie die Umlaufzahl der Maschine zurückgeführt werden.

Es galt nun, die wirkliche Ursache mit Sicherheit zu ermitteln. Ich ging dabei von dem Gedanken aus, daß es vor allem erforderlich sei, festzustellen, bei welcher Kurbelstellung der Maschine oder der Schraubenflügel die schwingenden Schiffsenden in einer bestimmten Richtung durch die Mittellage gehen. Wenn die betreffenden Versuche bei der kritischen Umlaufzahl vorgenommen wurden, wenn also Resonanz vorhanden war, so mußten sich, in Uebereinstimmung mit dem Gesetz, wonach hierbei zwischen Impuls und Schwingungsausschlag eine Phasenverschiebung von 90° vorhanden ist, der Augenblick und die Kurbelstellung ermitteln lassen, in denen das Maximum des Impulses eintrat, wodurch wieder auf seine Natur geschlossen werden konnte.

Zur Durchführung dieses Gedankens brachte ich an meinem **Pallograph**, dessen Beschreibung weiter unten folgt, zwei weitere Schreibfedern an, die durch Elektromagnete bewegt werden konnten. Die Leitungsdrähte der letzteren führten nach einer auf der Tunnelwelle angebrachten Kontaktscheibe, wodurch ermöglicht wurde, bei einer bestimmten Kurbelstellung einen elektrischen Strom nach dem Magneten zu senden und eine Marke auf dem sich abrollenden Papierstreifen des Pallographen hervorzubringen.

Die genaue Erläuterung meiner Untersuchungsweise, die ich in einer besondern kleinen Schrift [2]) niedergelegt habe, würde hier zu weit führen; ich will mich darauf beschränken, nur die Ergebnisse kurz zusammenzufassen. Dabei schicke ich, um Mißverständnisse zu vermeiden, voraus, daß sich das Folgende zunächst nur auf **Zweischraubendampfer mit ausgeglichenen Vierkurbelmaschinen meiner Bauart** bezieht.

Es hat sich in erster Linie ergeben, daß niemals beide Maschinen, die doch mit Bezug auf etwaige Massenwirkungen oder Schwankungen der Drehmomente ganz symmetrisch waren, bei der Erzeugung von Vertikalvibrationen gleicher Frequenz mit den Maschinenumdrehungen gleichmäßig beteiligt waren. Immer überwog der Einfluß **einer** Maschine. In einem besondern Fall verhielt sich sogar die eine Maschine fast ganz einflußlos, und nur die andre erzeugte die restlichen Vibrationen. Dies ist zunächst ein Beweis dafür, daß sich durch den Massenausgleich Vibrationen einfacher Frequenz ganz vermeiden lassen. Bei allen Versuchen konnte festgestellt werden, daß die vorhandenen Schwankungen der Drehmomente wirkungslos waren, weil die Phasen der Vibrationen zu denen der Drehmomente nicht in Beziehung gebracht werden konnten. Das Gleiche galt mit Bezug auf die Kurbelstellungen. Dagegen zeigte sich mit Klarheit, daß der Durchgang der schwingenden Schiffsenden durch die Mittellage von unten nach oben immer genau in dem Augenblick erfolgte, wenn ein bestimmter Schraubenflügel an jeder Schraube fast genau wagerecht nach außen lag, wenn sie sich also beide gleichzeitig von oben nach unten bewegten. (Es ist hierbei vorausgesetzt, daß die Schrauben, wie man sich auszudrücken pflegt, nach außen schlagen.) Wenn die betreffenden Flügel hingegen verschiedene Bewegungsrichtung hatten, wenn also der eine wagerecht nach außen und der andre wagerecht nach innen lag — ein Fall, der eintritt, wenn die eine Maschine der andern um 180° vorausgeeilt ist —, so verschwanden die Vertikalvibrationen einfacher Frequenz oder erreichten ein Minimum. Während also eine Maschine die andre um eine volle Umdrehung überholte, gingen die Vibrationen von einem Maximum auf ein Minimum herunter und wieder auf ein Maximum hinauf.

Diese Erscheinung erklärt sich nur dadurch, daß ein Flügel an jeder der beiden Schrauben einen größeren tangentialen Widerstand als die übrigen Flügel findet; und dieser vergrößerte Widerstand ist in einer nur um weniges größeren Steigung des betreffenden Flügels begründet. Dieser Unterschied in der Steigung ist so gering, daß er sich mit den gewöhnlichen Hülfsmitteln nur in seltenen Fällen nachweisen läßt.

Um dies zu verstehen, muß man sich vergegenwärtigen, daß die durch die Schraube dem Wasser erteilte Beschleunigung schon zum Teil erreicht ist, ehe das Wasser die Vorderkante der Schraube trifft. Der Winkel, unter dem die Schraubenflügel die ihnen entgegenströmenden Wasserfäden schneiden (Slipwinkel), muß also sehr klein sein. Wenn demnach die Steigungswinkel der einzelnen Flügel nicht ganz genau gleich sind, so erfährt derjenige mit einer nur um weniges größeren Steigung einen wesentlich größeren tangentialen Widerstand, während vielleicht ein andrer Flügel sich beinahe widerstandslos im Wasser umdrehen kann oder sozusagen leer mitläuft. Während nun der Flügel mit dem größten Widerstand sich bei der Umdrehung von oben nach unten bewegt, erzeugt er einen nach oben gerichteten Achsendruck und strebt das Hinterschiff zu heben, und während er von unten nach oben steigt, sucht er das Hinterschiff nach unten zu ziehen und erzeugt so Vertikalvibrationen von gleicher Periode wie die Umdrehungen der Maschine, meistens Vibrationen erster Ordnung (mit zwei Knotenpunkten).

Auf diese Weise erklären sich die Vertikalvibrationen einfacher Frequenz in einfacher Weise bei Schiffen mit ausgeglichenen Maschinen.

Daß eine Verschiedenheit in der Steigung der einzelnen Flügel von größtem Nachteil werden kann, war schon längst bekannt; man hielt aber so geringfügige Unterschiede, die sich kaum nachweisen lassen, nicht für so sehr einflußreich.

Das Ergebnis ist aber auch noch in andrer Hinsicht von höchster Wichtigkeit. Es erklären sich nämlich dadurch in einfacher Weise die noch immer häufig vorkommenden Flügel- und Wellenbrüche. Der Konstrukteur setzt voraus, daß sich das Drehmoment auf alle 3 oder 4 Flügel gleichmäßig verteilt, während tatsächlich einer davon ein besonders großes Moment aufnehmen muß und die übrigen Flügel entsprechend entlastet. Dieser eine stark beanspruchte Flügel übt aber auch einen nicht unbeträchtlich größeren Schub und ein Moment aus, das auf Biegung oder Bruch der Welle wirkt, während bei der Bemessung des Wellendurchmessers nach der fast allgemeinen Gepflogenheit nur das von der Welle zu übertragende Torsionsmoment berücksichtigt wird. Da das erwähnte Bruchmoment auch noch großen Schwankungen unterworfen ist, worauf hier nicht näher eingegangen werden kann, so erklärt sich die Tatsache, daß Wellenbrüche fast immer unmittelbar vor der Schraubennabe auftreten. Es ist daher anzuerkennen, daß in neuester Zeit die Klassifikationsgesellschaften bei Feststellung des Durchmessers der Schraubenwelle außer dem Torsionsmoment auch den Durchmesser der Schraube berücksichtigen.

Es ergibt sich aber auch hieraus die Notwendigkeit, durch maschinelle Bearbeitung eine genau übereinstimmende Form und Steigung aller Flügel einer Schraube zu sichern und alle praktisch brauchbaren Mittel anzuwenden, um eine genaue Einstellung der Flügel auf der Nabe zu ermöglichen.

Mit Hülfe der harmonischen Analyse auf graphischem Wege nach dem Verfahren von **Fischer-Hinnen** gelang es, an den durch photographische Hülfsmittel 6- bis 10 mal ver-

[1]) Vergl. Z. 1899 S. 1022.

[2]) Die Untersuchung von Vibrationserscheinungen von Dampfern. Leipzig 1903, Arthur Felix.

größerten Pallographenkurven auch die Vibrationen höherer Frequenz zu ermitteln. Es zeigte sich, daß die restlichen Kippmomente der ausgeglichenen Vierkurbelmaschinen Vibrationen von doppelter Frequenz der Umlaufzahl mit nur sehr geringem Ausschlag hervorbringen. Ihr Ausschlag betrug höchstens etwa $^1/_5$ desjenigen der Vibrationen einfacher Frequenz. Die Vibrationen doppelter Frequenz ließen sich niemals mit den Schwankungen der Drehmomente in Beziehung bringen, was darin seinen Grund haben mag, daß der von diesen Schwankungen ausgehende Impuls zu geringfügig ist, wie das schon Gümbel nachgewiesen hat.

Die Analyse ergab auch Vibrationen vierfacher oder dreifacher Frequenz von sehr kleinem Ausschlag, je nachdem die Schrauben mit vier oder drei Flügeln versehen waren. Bei Dampfern mit dreiflügeligen Schrauben, welche Vibrationen dreifacher Frequenz zeigten, verschwanden diese gänzlich und machten Vibrationen von vierfacher Frequenz Platz, wenn die Schrauben gegen vierflügelige vertauscht wurden. Diese Erscheinung konnte wiederholt beobachtet werden. Sie erklärt sich in folgender Weise: Die relative Bewegung des an dem Hinterschiff entlang fließenden Wassers ist nicht genau wagerecht, sondern geht wegen der großen Heckwelle in einer nach hinten ansteigenden Richtung vor sich. Infolge davon findet jeder Schraubenflügel ungefähr in seiner wagerechten Lage, wenn er sich von oben nach unten bewegt, einen größeren Widerstand, als wenn er sich in der umgekehrten Bewegung befindet. Wenn nun, vierflügelige Schrauben vorausgesetzt, beide Schrauben gleichzeitig eine solche Stellung annehmen, in der ein Flügelpaar wagerecht nach außen liegt, so entsteht an jeder Schraubenwelle eine nach oben gerichtete Kraft, an beiden also zwei Kräfte, die gemeinschaftlich das Hinterschiff zu heben suchen, die aber wieder verschwinden oder doch kleiner werden, sobald die Flügel annähernd unter 45° geneigt sind. Dieses Spiel wiederholt sich bei jeder Umdrehung der Maschine viermal (bei dreiflügeligen Schrauben dreimal) und erzeugt demgemäß Vibrationen vierfacher (oder dreifacher) Frequenz.

Denkt man sich den Fall, daß die eine Schraube — vier Flügel vorausgesetzt — der andern um 45° vorausgeeilt ist, so wird nicht gleichzeitig an jeder Schraube ein Flügel in die äußere wagerechte Stellung des größten Widerstandes gelangen. Während sich bei der einen Schraube ein Flügel wagerecht nach außen, in der Lage des größten Widerstandes, befindet, werden zwei äußere Flügel der andern Schraube eine um 45° gegen eine Wagerechte geneigte Stellung einnehmen, wobei sie eine kleinere nach oben gerichtete Resultante erzeugen, als der eine wagerechte Flügel der andern Schraube. Wenn sich beide Schrauben um 45° weiter gedreht haben, vertauschen sie zwar gegenseitig ihre Rollen, erzeugen aber in gleicher Weise einen nach oben gerichteten Achsendruck, und infolgedessen treten während einer Umdrehung 8 nach oben gerichtete Impulse auf, so daß Vibrationen 8facher Frequenz entstehen. Bei dreiflügeligen Schrauben treten auf gleiche Weise Vibrationen 6facher Frequenz auf.

Da der nach oben gerichtete Impuls abwechselnd einmal an Steuerbord und einmal an Backbord angreift, so müssen sich bei 8facher Frequenz gleichzeitig Torsionsvibrationen von 4facher Frequenz bemerkbar machen, was auch tatsächlich immer zutrifft.

Da nach einiger Zeit die eine Schraube der andern um weitere 45° vorauseilt, so verschwinden dann die Vibrationen 8facher Frequenz und machen solchen von 4facher Frequenz Platz, wobei die Torsionsvibrationen 4facher Frequenz ganz verschwinden. Die Vibrationen 8facher Frequenz wechseln also mit denen 4facher Frequenz periodisch ab, und zwar tritt während der Zeit, in der die eine Maschine der andern um eine volle Umdrehung vorauseilt, bei vierflügeligen Schrauben ein viermaliger Wechsel und bei dreiflügeligen ein dreimaliger Wechsel ein.

Die hier geschilderten Erscheinungen können deutlich aus den pallographischen Diagrammen herausgelesen werden und sind so oft von mir beobachtet worden, daß kein Zweifel über ihre Ursachen aufkommen kann.

Der Ausschlag dieser Vertikalvibrationen von so hoher Frequenz ist außerordentlich klein und beträgt meistens nur $^1/_4$, höchstens $^1/_2$ mm. Vibrationen von noch höherer als achtfacher Frequenz habe ich nicht beobachten können.

Unter der Voraussetzung, daß Vierkurbelmaschinen mit genauem Massenausgleich zur Verwendung kommen, ergibt sich also als Ursache für die Vertikalvibrationen einfacher Frequenz die unrichtige Steigung eines oder mehrerer Schraubenflügel, für die Vibrationen doppelter Frequenz die restlichen Kippmomente und für alle andern Vibrationen noch höherer Frequenz der ungleiche Widerstand, den jeder Schraubenflügel während einer Umdrehung erfährt.

Die Behauptung, daß die Vibrationen von höherer Frequenz von der Unvollkommenheit des Massenausgleiches herrühren, eine Behauptung, die namentlich von Admiral Melville mit soviel Nachdruck vertreten worden ist, hat sich als hinfällig erwiesen.

Bei Dampfern mit nur einer Schraube treten im allgemeinen dieselben Erscheinungen auf; nur verschwindet hier das periodische Anschwellen und Abnehmen des Schwingungsausschlages, und die Vibrationen mit einer der doppelten Anzahl der Schraubenflügel entsprechenden Frequenz können nicht auftreten.

Bei Dampfern mit 3 oder mehr Schrauben werden jedoch, wie leicht zu übersehen, die Erscheinungen durch Interferenz noch viel verwickelter. Sie lassen sich nur genau analysieren, wenn man die Vibrationen erst einmal beim Arbeiten der äußeren Schrauben allein und dann der mittleren Schraube allein untersucht, ehe man den Versuch beim gleichzeitigen Arbeiten aller Schrauben vornimmt.

Die gewöhnlich als Horizontalvibrationen bezeichneten Erscheinungen sind auf eine periodische Verdrehung der Schiffslängsachse zurückzuführen und werden deshalb richtiger Torsionsvibrationen genannt.

Zieht man wieder einen Dampfer in Betracht, der zwei Schrauben und Maschinen mit ausgeglichener Massenwirkung besitzt, so sollte man zunächst erwarten, daß durch den abwechselnd nach oben und unten gerichteten Impuls, der durch einen Schraubenflügel mit etwas zu großer Steigung hervorgerufen wird, Torsionsvibrationen entstehen, die die gleiche Frequenz wie die Maschinenumdrehungen haben und periodisch anschwellen und abnehmen. Denn einmal wird die Steuerbordschraube und dann die Backbordschraube einen Impuls nach oben erzeugen, so daß ein periodisches Kippen des Hinterschiffes entstehen müßte. Dies konnte jedoch bei Schnelldampfern und sonstigen großen Dampfern nie beobachtet werden.

Die Ursache hierfür liegt vermutlich darin, daß die Schwingungsperiode der in Betracht kommenden Torsionsvibrationen (also derer von gleicher Frequenz wie die Maschinenumdrehungen) in den meisten Fällen zu klein ist, um Resonanz möglich zu machen, und daß der Impuls nicht stark genug ist. Wahrscheinlich werden sich Torsionsvibrationen mit einfacher Frequenz nur bei sehr rasch laufenden Maschinen und bei sehr großem polarem Trägheitsmoment des Hauptspantes, also z. B. bei Schiffen mit schwerem Seitenpanzer, beobachten lassen. Möglicherweise können dann auch Schwankungen der Drehmomente Torsionsvibrationen einfacher Frequenz hervorbringen. Mir ist es bis jetzt noch nicht gelungen, einen solchen Fall nachzuweisen.

Nur bei Zweischraubenschiffen mit Maschinen ohne Massenausgleich habe ich Torsionsvibrationen von gleicher Frequenz wie die Maschinenumdrehungen ermittelt. In diesen Fällen ist der Impuls genügend groß, um auch bei mangelnder Resonanz eine periodische Verdrehung des Schiffskörpers zu erzwingen.

Bei jedem Zweischraubendampfer treten hingegen Torsionsvibrationen von einer Frequenz auf, die der Anzahl der Schraubenflügel entspricht, und die darauf zurückzuführen sind, daß jeder der Schraubenflügel in seiner äußeren wagerechten Lage einen größeren Widerstand findet als in seiner inneren wagerechten Lage, wie das schon früher erläutert worden ist. Diese Vibrationen haben zwar einen verhältnismäßig kleinen Ausschlag, machen sich aber immer am unangenehmsten fühlbar. Während der Zeit, in der eine Maschine der andern um eine ganze Umdrehung vorauseilt, schwillt der Ausschlag so viele Male an und geht fast genau auf null zurück, wie die Anzahl der Flügel einer Schraube beträgt.

Torsionsvibrationen von noch höherer Frequenz konnte ich nicht ermitteln.

Bei Dampfern mit Maschinen ohne Massenausgleich, also namentlich bei solchen mit dreikurbeligen, dreistufigen Expansionsmaschinen, machen sich gewöhnlich in erster Linie die infolge der Massenwirkung entstehenden freien Vertikalkräfte durch Erzeugung von Vertikalvibrationen einfacher Frequenz von verhältnismäßig sehr großem Ausschlag bemerkbar. Der Einfluß der Kippmomente ist bei gewöhnlichen Dreizylindermaschinen nur selten gesondert zu ermitteln, weil das Maximum der Vertikalkräfte gewöhnlich gleichzeitig mit dem Maximum der Kippmomente eintritt.

Neben diesen durch die Massenwirkung hervorgebrachten Vibrationen müssen selbstverständlich auch noch alle die schon oben erwähnten Erscheinungen auftreten, die durch die Schrauben verursacht werden. Gewöhnlich sind diese letzteren jedoch nur durch eine sehr sorgfältige Analyse der Pallographenkurven zu ermitteln, da sie gegenüber den von der Massenwirkung herrührenden Vibrationen fast ganz verdeckt werden.

Vielfach hört man als einen besondern Vorzug der Turbinendampfer die Ansicht aussprechen, daß sie wegen des Fehlens jeder Massenwirkung keine Vibrationen zeigen. Diese Behauptung ist zunächst insofern nicht zutreffend, als Turbinendampfer gleichfalls und bisweilen recht unangenehme Vibrationen aufweisen. Dann ist aber auch die Begründung der Erscheinung durch das Nichtvorhandensein von Massenwirkungen unzutreffend, denn es ist ja erwiesen, daß schon Vierkurbelmaschinen mit gut ausgeglichener Massenwirkung bei abgekuppelter Schraube keine Vibrationen hervorbringen; die Massenwirkung ist also auch hier schon beseitigt. Der wahre Grund für die im allgemeinen geringeren Vibrationen bei Turbinendampfern liegt einesteils in dem kleineren Durchmesser der Schrauben und dann in ihrer hohen Umdrehungszahl.

Nach den oben gegebenen Erklärungen ist es leicht verständlich, daß Schrauben von kleinem Durchmesser und hoher Umdrehungszahl auch kleinere Impulse hervorbringen, weil die von einem Flügel während einer Umdrehung abgegebene Arbeit viel geringer ist als bei einer langsam laufenden Schraube. Durch die rasch aufeinander folgenden Impulse der Schraubenflügel kann aber nur Resonanz für Vibrationen sehr hoher Ordnung, mit 6 bis 8 Knotenpunkten, eintreten, die dann selbstverständlich von wesentlich kleinerem Ausschlag, aber oft recht unangenehm fühlbar sind. Wenn es glücken sollte, langsamer laufende Turbinen für den Schiffsbetrieb zu bauen, werden sich auch wieder stärkere Vibrationen einstellen.

Es dürften, bevor ich zur Beschreibung meines Pallographen übergehe, vielleicht noch einige Winke für die Ausführung von pallographischen Untersuchungen von Wert sein.

Der Pallograph ist am zweckmäßigsten auf dem Hinterschiff, in möglichst geringer Entfernung vom Hintersteven, auf dem Oberdeck aufzustellen und während der ganzen Dauer der Untersuchung dort zu belassen. Es ist dann die Fahrt mit einer sehr niedrigen Umlaufzahl der Maschine zu beginnen, und die Umdrehungen sind darauf allmählich bis zu der größten erreichbaren Höhe zu steigern. Eine genaue Durchsicht des vom Pallographen gezeichneten Diagrammes wird alsdann schon einen Ueberblick darüber gestatten, bei welchen Umlaufzahlen für die verschiedenen Vibrationsarten Resonanz, d. h. ein Maximum des Ausschlages, eintritt. Bei den gefundenen kritischen Umlaufzahlen sind dann abermals neue Diagramme aufzunehmen, die später der Analyse zu unterwerfen sind. Bei Zweischraubenschiffen muß die Aufnahme jedes Diagrammes immer wenigstens so lange währen, bis eine Maschine eine volle Umdrehung mehr als die andre gemacht hat. Bei Dreischraubenschiffen sollte der Versuch so lange dauern, bis alle drei Maschinen wieder gleichzeitig in dieselbe Stellung gekommen sind. Dies ist natürlich kaum zu erreichen, und deshalb müssen die Versuche, wie schon oben erwähnt, getrennt vorgenommen werden: einmal mit den beiden äußeren Schrauben allein und einmal mit der mittleren Schraube allein.

Den Aufstellungsort des Pallographen zu ändern, etwa zur Ermittlung der Schwingungsknotenpunkte, ist nicht erforderlich, da ein geübter Beobachter die Knotenpunkte schon durch das Gefühl mit großer Sicherheit ausfindig machen kann.

Um ein in jeder Beziehung klares Bild über die Erscheinungen zu bekommen, ist es unerläßlich, auch Versuche mit abgekuppelten Schrauben vorzunehmen, und zwar mit jeder Maschine gesondert.

Die Analyse der Diagramme ist allerdings eine sehr mühevolle Arbeit, die hohe Anforderungen an die Geduld stellt; sie ist aber unbedingt erforderlich, um Aufschluß über alle praktisch wichtigen Vorgänge zu erlangen.

(Schluß folgt.)

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.

Von **Friedrich Ruppert**, Oberingenieur in Chemnitz.

(Vorgetragen im Chemnitzer Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

(Fortsetzung von S. 950)

Schneller Uebergang vom Drehen zum Gewindeschneiden.

Die in Fig. 140 und 141 (Z. 1904 S. 422) dargestellte Einrichtung von Norton zum Wechseln der Vorschübe beim Drehen dient gleichzeitig dazu, verschiedene Vorschübe für verschiedene Gewindesteigungen herzustellen. Ueber eine gewisse Grenze der Steigung hinaus ist der Umtausch von Wechselrädern nötig, die der dargestellten Einrichtung vorgeschaltet sind.

An Drehbänken deutscher Bauart für allgemeine Dreharbeiten läßt sich mit einfachen Mitteln ein schneller Uebergang vom selbsttätigen Drehen zum Schneiden irgend eines gewünschten Gewindes durch zwei getrennte Räderübersetzungen, eine unveränderliche für den Drehselbstgang und eine wechselbare für die Gewindegänge, erzielen; s. Fig. 243 und 244.

Die Uebertragungsräder 2, 3 und 4 für den Selbstgang liegen in einem Schutzkorb *a*. Quer vor diesem, in der Durchmesserrichtung, liegt das Stelleisen *b* für die aufzusteckenden Wechselräder zum Gewindeschneiden. Ein Satz solcher Räder (5, 6, 7) kann stets arbeitbereit aufgesteckt sein. Geringe Lüftung der beiden Muttern *m* und hiernach Schwenkung des Schutzkorbes samt dem Stelleisen in der Pfeilrichtung bringt das Selbstgangrad 2 des Schutzkorbes außer Eingriff mit seinem Antriebrad 1, dagegen das Wechselrad 6 in Eingriff mit seinem Antriebrad 5, und damit ist der Uebergang vom Drehen zum Gewindeschneiden fertig (Ausführung an der Drehbank »Courier«).

Ohne diese oder ähnliche Einrichtungen ist der Uebergang vom Drehen zum Gewindeschneiden mit Zeitverlust für das Abnehmen für Selbstgangräder und das Aufstecken der Wechselräder verbunden, wie es bei vielen Drehbänken noch heute der Fall ist.

Schnelle Bewegungsübergänge an Bohrmaschinen.

Bis vor wenig Jahren gab es an den üblichen deutschen Bohrmaschinen Bewegungsübergänge nur in der Weise, daß

eine die Spindel umfassende Hülse mit Schraubengewinde *a*, Fig. 245, entweder langsam selbsttätig oder langsam von Hand oder endlich so schnell wie angängig durch Kurbeln am Handgriff *b* auf oder nieder bezw. bei Wagerecht-Bohrmaschinen vor oder zurück geschraubt wurde. Bei den üblichen Gewindesteigungen von 5 bis 6 mm waren somit rund 20 bis 16 Umdrehungen des Mutterrades *c* und infolge der Räderübersetzung *c*:*d* etwa 50 Umdrehungen des Handrades *h* nötig, um die Bohrspindel um je 100 mm in ihrer Achsenrichtung fortzubewegen.

Das kennzeichnet deutlich die damalige geringe Aufmerksamkeit auf Vermeidung toter Arbeitzeit. Der deutsche Bohrmaschinenbau lieferte jahrausjahrein seine von Whitworth entlehnten Konstruktionen, der Kunde kaufte sie, meist auf Grund persönlicher Bekanntschaft und persönlichen Vertrauens zum Fabrikanten, selten auf Grund kritischer Beurteilung, der Arbeiter leierte täglich vor und nach den einzelnen Bohrarbeiten die Bohrspindel mit seinem Handrad langsam auf und nieder, und der Werkmeister stellte ihm den Akkord danach, so daß niemand einen Schaden verspürte.

Fig. 243 und 244.

In diese jahrelange Gemütlichkeit brachte die amerikanische Bohrmaschine, und zwar wesentlich infolge eines einzigen ihrer Bewegungsteile, der Zahnstange an Stelle der Schraubspindel, Leben und Umsturz.

Der neuzeitige Kampf der Zahnstange gegen die Schraubspindel und der fortschreitende Sieg

der ersteren kommt gerade an der Bohrmaschine in allen ihren Arten scharf zum Ausdruck. Man kann heute sagen: Je fortgeschrittener die Konstruktion einer Bohrmaschine ist, desto mehr ist an ihr die Zahnstange an die Stelle der Schraubspindel zur Herrschaft gelangt. Daß dies gerade die Bohrmaschine trifft, hat seinen Hauptgrund darin, daß die Zeitdauer der einzelnen Bohrarbeit durchschnittlich geringer als bei Dreh-, Hobel- oder Fräsarbeit ist, so daß Uebergänge von einer Bohrarbeit zur andern weit häufiger vorkommen als Uebergänge bei den eben genannten Bearbeitungen. Der Nutzen zeitsparender Einrichtungen für die Vorbereitung der nächstfolgenden Bearbeitung tritt demzufolge bei der Bohrmaschine ganz besonders hervor. Deshalb ist ein Maschinenteil, der sowohl sehr schnelle wie sehr langsame Ortsveränderung, erstere in Form von Bearbeitungsvorschub, letztere in Form von Einstellbewegung, hervorbringen kann, hier eine neuzeitliche Notwendigkeit. Dieser Maschinenteil ist die Zahnstange. Sie verdient die volle Aufmerksamkeit der deutschen Konstrukteure und der deutschen Kundschaft. Aus dem Folgenden geht hervor, daß erst einzelne Sonderfabriken bis an die mögliche Grenze ihrer Verwendungsfähigkeit gegangen sind, während von Fabriken, die alle möglichen Arten von Werkzeugmaschinen bauen, der Kundschaft noch viele alte Bohrmaschinenmodelle angeboten werden, die eine unnütze Zeitverschwendung durch vorhandene Einstellbewegungen mittels Schraubspindel mit sich bringen.

Fig. 245.

Deutsche Bohrmaschine alter Konstruktion.

Ersatz der Schraubspindel durch die Zahnstange an der Senkrecht-Bohrmaschine.

Interessant ist die geschichtliche Tatsache, daß die Zahnstange zur Fortbewegung der Bohrspindel bereits vor

etwa 40 Jahren an einzelnen Bohrmaschinen in Deutschland und England zu finden war. Sie stand aber damals in unlösbarer Verbindung mit einem Gliede zur Verlangsamung der Bewegung, nämlich mit Schnecke und Rad, s. Fig. 246. Ihre wertvolle Doppeleigenschaft, augenblicklich eine langsame oder eine schnelle Fortbewegung erzeugen zu können, blieb unbeachtet und unbenutzt, so daß sie bald der auf der Drehbank bequem herstellbaren Bohrspindel-Schraubhülse, Fig. 245, allgemein weichen mußte.

Fig. 246.

Bewegung der Bohrspindel durch eine Zahnstange (alte Konstruktion).

Die Zwangslage der Amerikaner, mit hohen Arbeitslöhnen billig herstellen zu müssen, die P. Möller in dieser Zeitschrift 1903 eingehend geschildert hat, wies sie u. a. darauf hin, daß die Zahnstange nur einer schnellen Lösung ihrer Verbindung mit Schnecke und Rad bedarf, um ihre langsame Vorschubbewegung augenblicklich in eine 50- bis 100fach schnellere Einstellbewegung von Hand umzuwandeln.

Die einfache Vorrichtung zum Ein- und Ausschalten beider Bewegungsarten ist eine Reibkupplung mit Außen- und Innen-Reibkegel *a* und *b* von 8 bis 12° Neigung, Fig. 247.

Fig. 247.

Das Schneckenrad *c* ist in fortlaufender Umdrehung. Sobald also *a* durch Anzug der Knebelschraube *k* in *b* hineingepreßt ist, beginnt die selbsttätige Vorschubumdrehung des Getriebes *z*. Nach Lösung der Knebelschraube kann dieses Getriebe schnell mittels des Handrades *d* gedreht werden. Aber selbst der Anzug und die Lösung einer solchen Knebelschraube, die nur je einen Teil einer Umdrehung des Knebelgriffes *g* erfordern, erscheinen in der letzten Zeit noch nicht zeitsparend genug. Statt mit größeren Bruchteilen von Minuten fängt man an, schon mit einzelnen Sekunden verlorener Arbeitzeit zu geizen.

Den Grundgedanken der neuesten Schnell-Ein- und Auskupplungen des Zahnstangenvorschubes zeigt Fig. 248.

[1]) s. Z. 1903 S. 1129.

Interessant ist, daß die Zeitersparnis auch hier durch die Verdrängung der Schraubspindel (der Knebelschraube) erzielt wird. Mit ihr zugleich weichen sichtlich mehr und mehr die beiden ineinander zu pressenden Reibkegel *a*, *b*, Fig. 247, dem Hohlzylinder mit gespaltenen inneren Bremsring, Fig. 248. Das Schneckenrad *c* hat hier eine zylindrische

Fig. 248.

Ausdrehung. Lose in dieser liegt der gespaltene Ring *a*, der durch einen Mitnehmer *m* mit einer auf der Getriebewelle, s. Fig. 247, aufgekeilten Scheibe verbunden ist. Diese Scheibe trägt gegenüber einen Zapfen *n*, um den, veranlaßt durch eine etwa 90gradige Umdrehung des Exzenters *e*, das rechteckige Ende eines Preßhebels *p* eine große Schwingung ausführt, die den Bremsring auseinandertreibt, so daß nun das Schneckenrad *c* durch seine Vorschubumdrehung den Bremsring und dadurch die Getriebewelle mit in Drehung versetzt.

Andre Mittel zum Auseinandertreiben des Bremsringes sind in den beiden Nebenfiguren gezeigt. Ein- und Auskupplung erfolgen durch diese neuesten Einrichtungen blitzschnell, und es genügt dazu eine kleinste Kraftanstrengung nur einer Hand, während das Festziehen und die Lüftung der Knebelschraube *k* in Fig. 247 einer weit größeren Kraftanstrengung beider Hände bedürfen.

So wetteifern auch die Konstrukteure mit der sozialen Gesetzgebung, um dem Arbeiter das Leben so angenehm wie möglich zu machen. Beide haben oft wenig Dank davon.

Durch die Anbringung des Zahnstangenvorschubes an der Bohrspindel hat diese an Stelle der Einrichtung Fig. 245 in der Neuzeit allgemein die Einrichtung Fig. 249 erhalten.

Fig. 249.

Neuzeitliche Bohrspindel.

Dabei wurde es nötig, den Antrieb der Bohrspindel nach oben zu legen, und dies machte die Umlegung des nach einem Deckenvorgelege führenden Riemens beim Geschwindigkeitswechsel unbe-

quem. Das neue Gestell bot auch weniger Widerstand gegen Erschütterung als das alte Whitworth-Gestell, Fig. 250. So lag es nahe, den Riemen statt nach einem Deckenvorgelege nach einem unten im Maschinengestell gelagerten Vorgelege zu führen.

Fig. 250 und 251. Altes Whitworth-Gestell.

Alle diese durch die Einführung der Zahnstange an Stelle der Schraubspindel hervorgerufenen Wandlungen haben die neue amerikanische Bohrmaschinen-Gestellform, Fig. 252, ergeben. Der Einfluß der Zahnstange reichte aber noch weiter.

Fig. 252. Neue amerikanische Gestellform.

Einführung neuer Arbeitsbewegungen und Bewegungsübergänge an der Bohrmaschine.

Die Zahnstange und ihre Auslösung aus der zwangläufigen in die Handbewegung läßt sich auch zur Erzeugung eines verschiedenartigen Arbeitsdruckes der Bohrspindel benutzen.

Wird die Handbewegung mittels eines verhältnismäßig langen Hebels ausgeführt, so wird die Bohrmaschine zur Ausführung von Arbeiten fähig, die früher nicht möglich waren: Ausreiben gebohrter Löcher mittels Reibahle (kurze Maschinen-Reibahle), Einschneiden von Gewinden in gebohrte Löcher und Einsetzen von Schraubenstiften in diese geschnittenen Löcher. So ist das Verwendungsgebiet der Senkrecht-Bohrmaschine durch die Ausstattung der Bohrspindel mit Zahnstangen- anstatt Schraubspindelbewegung nahezu verdoppelt worden.

Das hat amerikanische Fabriken veranlaßt, den Bau solcher Maschinen als Spezialität zu betreiben. Eine von ihnen aufgestellte Größenreihe von den kleinsten bis zu größten Abmessungen bietet genügende Mannigfaltigkeit, um diese Fabriken in die Lage zu versetzen, einenteils den Bedürfnissen der Kundschaft entgegenzukommen, andernteils die Massenherstellung störende Sonderwünsche abzulehnen.

Solchem Vorgehen fügt sich der amerikanische Käufer leichter als der deutsche; denn er ist in der praktischen Erfahrung geschult, daß eine bewährte Standard-Ausführung in der Regel besser ist als eine Einzelausführung, die einer persönlichen Ansicht des Bestellers zuliebe gemacht wurde. Ein mit der Veränderung der Maschine erzielter Vorteil wird nur

Fig. 253 bis 255.

Bohrspindel-Ausstattung für kleine Senkrecht-Bohrmaschinen.

zu oft durch mehrere Nachteile aufgehoben. Der deutsche Werkzeugmaschinenbau hat leider gegen diese Vorliebe der Kunden für Sonderwünsche oft einen schweren Stand.

So hat sich die Massen-Sondererzeugung von amerikanischen Senkrecht-Bohrmaschinen derart kräftig entwickeln können, daß heute Reihen solcher Maschinen in geräumigen Lagern großer Maschinenhandlungen hinter blitzenden Schaufenstern in fast allen industriellen Großstädten der Erde zum Kauf einladen. Nur wenn es der deutsche Maschinenbauer genau ebenso macht wie der amerikanische, besteht noch die Möglichkeit, den ihm in kurzer Zeit fast vollständig verloren gegangenen Markt teilweise wiederzuerobern.

Dies gilt für die Senkrecht-Bohrmaschinen zu Zwecken des Maschinenbaues. Die deutschen Erzeuger von Senkrecht-Bohrmaschinen, die wesentlich im Kleingewerbe und im Kleinmaschinenbau Verwendung finden, haben es rechtzeitig verstanden, die Massen- und Sondererzeugung und den Verkauf durch Handlungen in Fluß zu bringen (Beispiel: die bekannten Saalfelder Bohrmaschinen); gegen ihre billigen Preise bei durchschnittlich mittelguter, dem Zweck genügender Ausführung können die Amerikaner nicht aufkommen.

Das ist ein praktischer Hinweis darauf, daß der deutsche Werkzeugmaschinenbau heute noch in der Lage ist, den amerikanischen aus dem Felde zu schlagen; aber nur unter der Bedingung, daß Normalgrößen und -formen in zweckentsprechender Reichhaltigkeit als Massenerzeugnisse hergestellt werden.

Bei Einführung des oben erwähnten Handhebeldruckes sind an der neuzeitlichen Senkrecht-Bohrmaschine folgende Bewegungsübergänge vorhanden: schneller Uebergang vom selbsttätigen Vorschub 1) zum Handvorschub, 2) zum Handhebeldruck, 3) zur Schnelleinstellbewegung und umgekehrt.

Hierfür gibt es eine Anzahl wohldurchdachter amerikanischer Ausführungen, von denen folgende Beispiele vorgeführt werden mögen:

1) Einrichtung für kleine Senkrecht-Bohrmaschinen, Fig. 253 bis 255.

Die Bohrspindel wird selbsttätig von der Welle w aus vorgeschoben, deren Spurzapfen von dem Hebel h getragen wird (ein deutscher Konstrukteur würde sich dessen nicht getrauen). Das Bohrspindelgetriebe g, Fig. 249, wird von w durch Kegelradübersetzung und Schneckentrieb $s\,z$ gedreht. Durch Niederdrücken des Handgriffes g, wobei der Stift a über das Dreieck der federnden Rast f gleitet, wird dieser Selbstgang augenblicklich ausgelöst. Mittels eines in der Figur nicht dargestellten stellbaren Anschlages kann die Auslösung bei einer bestimmten Bohrtiefe auch selbsttätig erfolgen. Es ist nunmehr möglich, das Handrad r zu drehen, die Bohrspindel also von Hand vorzuschieben. Dazu erfaßt man den Griff des Hebels h, schwenkt diesen aus seiner Federrast f_1 und übt nunmehr den Hebeldruck für den Bohrer aus.

Reicht der Schwingungskreis des Handhebels nicht für die nötige Bohrtiefe aus, so genügt es, gleichzeitig den Griff h und den federnden Griff k zu erfassen, um mittels der Zugstange c die Schnecke s aus ihrem Eingriff mit dem Rad z auszuheben. Eine Rückwärtsschwenkung von h und Loslassen von k stellt den Schneckeneingriff wieder her, und das Getriebe g, Fig. 249, kann wieder um einen gewissen Betrag seines Umfanges gedreht, also der Bohrer weiter niedergedrückt werden.

Damit dieser Einrichtung gegenüber andern Hebeldruckeinrichtungen nicht der Vorwurf gemacht werden kann, daß der Hebel zu schwer sei, ist der gußeiserne Hebel ebenso wie der Kranz des Handrades r, Fig. 255, mit etwa 5 mm Wandstärke hohl gegossen. Solche Hülfsmittel sind echt amerikanisch und erfüllen ihren Zweck.

2) Einrichtung für mittlere Senkrecht-Bohrmaschinen, Fig. 256 und 257.

Fig. 256 und 257.

Bohrspindel-Ausstattung für mittlere Senkrecht-Bohrmaschinen.

Fig. 258 und 259.

Bohrspindel-Ausstattung für größere Senkrecht-Bohrmaschinen.

Zur Erzeugung der verschiedenartigen Bohrdrücke sind zwei Schnecken mit gemeinschaftlichem Rad in Anwendung. Schnecke s_1 ist als Fallschnecke eingerichtet, mit wagerechter Ausschwingung aus dem Eingriff mit dem Schneckenrad. Zu dem Zweck sind die drei Lager l_1, l_2 und l_3 der Antriebwelle w durch eine Platte p vereinigt, und diese kann um den Drehzapfen m schwingen, sobald durch Auftreffen des Stellineals l auf den Hebel g dessen andres Ende g_1 gehoben wird; dadurch gibt nämlich die Nase n das Lager l_2 frei, und es wird nun die Platte mit ihren drei Lagern und der Schnecke s_1 durch eine Feder f nach rechts bewegt. Jetzt kann die Bohrspindel mittels des Handrades r verschoben werden. Eine Drehung der Exzenterhülse e am Handgriff g_3 hebt die zweite Schnecke s_2 aus ihrem Eingriff mit dem Schneckenrad, so daß nun der Handhebel, am Handgriff h_1 gefaßt, nach vorn geschwenkt werden kann, um die Bohrspindel mit Handdruck abwärts zu bewegen. Wird mit dem Griffe h_1 auch h_2 erfaßt, so tritt das untere Ende der Zugstange c aus dem Eingriff mit dem Schaltrade d, so daß jetzt der Handhebel zurückgeschwenkt und nach Loslassen des Griffes h_2 und Wiedereinfall von c in das Schaltrad von neuem eine Abwärtsbewegung ausgeführt werden kann.

3) Einrichtung für größere Senkrecht-Bohrmaschinen, Fig. 258 und 259.

Hier sind zwei Schnecken und zwei Schneckenräder hintereinander geschaltet. An beiden Schnecken ist die lösbare Kupplung der Figur 247 angebracht. Der Schluß beider Kupplungen stellt die selbsttätige Abwärtsbewegung der Bohrspindel her. Das Lösen von k_1 gestattet Handvorschub am Rade r_1.

Der Handhebeldruck ist nebensächlich behandelt; er wird in einfachster Weise durch einen Schraubstockschlüssel h hergestellt, dessen wirksame Hebellänge durch die Flügelschraube a von der Mittellage bis zur äußersten einseitigen Lage eingestellt werden kann.

An Stelle dieser Anordnung ließe sich die vollkommnere Hebelanordnung von Fig. 256 und 257 anwenden.

Die letzte Schlußfolgerung aus der Benutzung der Senkrecht-Bohrmaschine zum Gewindeschneiden ist in der neuen Ausstattung der Senkrecht-Bohrmaschine mit Vor- und Rücklauf der Bohrspindel gezogen; s. Fig. 260. Der Rücklauf erfolgte mit Hülfe der Räderübersetzung r_1 r_2 doppelt so schnell wie der Vorlauf. Damit die Räder für den schnellen Rückgang nicht fortwährend mitlaufen, können sie durch einen Schwinghebel h ausgerückt werden.

Die Anzeige dieser neuen Einrichtung sagt, daß man auch linke Gewinde schneiden könne. Das ergibt der fernere Ausstattung des Bohrmaschinenantriebes mit Rechts- und Linkslauf der Bohrspindel, die durch offnen und gekreuzten Antriebriemen erreicht wird.

Die Anzeige der erzeugenden Fabrik, der Cincinnati Machine Tool Co., hebt hervor, daß diese Ausstattung der

Fig. 260.

Einrichtung zum Gewindeschneiden an der Senkrecht-Bohrmaschine der Cincinnati Machine Tool Co.

Bohrmaschine die teuern in die Bohrspindel einsetzbaren Geräte zum Gewindeschneiden überflüssig macht. Die Einrichtung der Maschine nach Fig. 260 dürfte aber mindestens ebensoviel, wenn nicht mehr kosten. Derartige unüberlegte Begründungen von an sich guten Sachen in Anzeigen und Preisbüchern sollte man unterlassen; sie setzen kindliche Einfalt der kaufenden Kundschaft voraus.

(Fortsetzung folgt.)

Die Anlagen der Hamburgischen Elektrizitätswerke.

Von Direktor **Max Rupprecht,** Hamburg.

(Fortsetzung von S. 1470)

Elektrischer Teil.

Die elektrischen Anlagen des Werkes zerfallen in zwei Teile: in eine Gleichstrom- und eine Drehstromanlage.

a) Gleichstromanlage.

Wie schon erwähnt, sind die ersten drei Dampfmaschinen mit Gleichstrom-Nebenschlußdynamos der Type A 1750 der Schuckert-Werke gekuppelt. Diese leisten je 1750 KW bei 100 Uml./min, rd. 2900 Amp und 600 V. Die Maschinen erregen sich selbst. Sie stellen eine der größten bis jetzt in Deutschland gebauten Gleichstrommaschinen dar. Der äußere Ankerdurchmesser beträgt 3500 mm, die Ankerbreite 640 mm; 5 Lüftschlitze von 10 mm Breite im Ankereisen geben eine sehr gute Lüftung und somit auch bei längerer Ueberlastung eine nur mäßige Erwärmung.

Die Wicklung ist eine einfache Schleifenwicklung in Nuten; in jeder Nut liegen 4 Ankerstäbe. Der Kollektor hat 574 Lamellen, die mit Glimmer isoliert sind.

An das Gußstahljoch des Magnetsystems sind 14 runde Magnetkerne von 560 mm Dmr. mit angegossenen Polschuhen aus Flußeisen angeschraubt. Die Wicklung jedes Poles ist auf 2 Hülsen untergebracht. Die Bohrung der Pole beträgt 3530 mm.

Der Strom wird durch acht Kohlenbürsten auf jedem der 14 Abnehmerstifte abgenommen.

Fig. 26 stellt das Gesamt-Schaltungsschema des Kraftwerkes dar. Wie daraus zu ersehen ist, kann jede der drei Dynamos auf Bahn oder Licht geschaltet werden; zum Laden der eigenen Lichtbatterie sowie zur unmittelbaren Versorgung des eigenen Lichtnetzes dient eine teilweise Transformierung, bestehend aus zwei Motorgeneratoren der Type A 120/A 120 und einem Motorgenerator derselben Größe als Reserve. An Batterien für Licht ist nur eine vorhanden, und zwar 140 Tudor-Zellen mit zusammen 4356 Amp-st Kapazität.

Von den 600 V-Lichtschienen gehen auch die Fernleitungskabel für die Unterstation St. Georg ab.

Parallel zu den Bahn-Sammelschienen liegt eine Pufferbatterie von 275 Zellen mit 2220 Amp-st Kapazität, die später durch eine gleich große zweite Batterie verstärkt werden

kann. Zum Aufladen der Pufferbatterie dient eine Zusatzdynamo.

An Bahnspeisekabeln sind vorerst sieben, an Rückleitungskabeln sechs vorhanden.

Von den Bahnschienen gehen auch die Kraftleitungen nach dem Freihafen ab.

Der obere Teil der Schaltwand nimmt die Apparate für Stromerzeugung auf; in der Mitte befinden sich die Batteriefelder und die Felder für teilweise Transformierung, links drei Gleichstromfelder, rechts drei Drehstromfelder.

Der untere Teil enthält die Bahn- und die Fernleitungsapparate: auf einer besondern kleinen Wand hinter der unteren Hauptwand sind die Apparate und Verteilschienen des eigenen Netzes untergebracht.

Die Zusatzdynamo zum Aufladen der Pufferbatterie steht samt der zugehörigen Schaltanlage in einem besondern Raum im Werkstättengebäude.

Die beiden Motoren der provisorischen Drehstromumformer sind an die 600 V-Lichtschienen bezw. an die Bahnschienen angeschlossen.

Eine Erläuterung zum Schaltschema wird kaum nötig sein; sobald die geplante Erweiterung des Werkes um zwei

Fig. 26. Kraftwerk an der Bille. Gesamtschaltungsschema.

Anl Anlasser
S Sicherung
Sp S Spannungssicherung
Z Zähler
NR Nebenschlußregulator
MA Magnetausschalter
Sh Shunt
Str Strommesser
Str U Strommesser-Umschalter
Sp Spannungsmesser
NSp Netzspannungsmesser
NSp U Netzspannungsmesser-Umschalter
HU Hebelumschalter
2 pol. U zweipoliger Umschalter
TU Topfumschalter
S St A selbsttätiger Starkstromausschalter
S Sch A selbsttätiger Schwachstromausschalter
HA Hebelausschalter
I Induktionsspule
ER Erregungsregulator
Oel Sch Oelausschalter
dr HA dreipoliger Hebelausschalter
a S ausschaltbare Sicherung
Sy R Synchronismusrose
Sy Sp Synchronismus-Spannungsmesser
Ph L Phasenlampe
Ma Sp Maschinenspannungsmesser
Sa Sp Sammelschienen-Spannungsmesser
LZ Leistungszeiger
Str Tr Stromtransformator
Sp Tr Spannungstransformator
Dr Tr Drehstrom-Spannungstransformator
CA u. U kombinierter Aus- und Umschalter
KE Kabelendverschluß

Fig. 27. Kraftwerk an der Bille. Hauptschaltwand.

Fig. 28. Kraftwerk an der Bille. Maschinenraum.

Fig. 29 bis 33. Kraftwerk an der Bille.

Schnitt E-F

Grundriß A-B.

Turbo-Drehstromgeneratoren ausgeführt wird, muß die provisorische Umformeranlage entfernt werden.

Eine Ansicht der Schaltanlage zeigt Fig. 27, während Fig. 28 eine Gesamtansicht des Maschinenraumes gibt.

b) Drehstromanlage.

Mit der vierten und fünften Dampfmaschine ist je ein Drehstromgenerator der Type WRd 1650 gekuppelt. Diese Generatoren leisten bei $\cos\varphi = 1$ 1650 KW oder max. 190 Amp bei 5000 V in jeder Phase; bei 60 Polen des Rotors und 100 Uml./min entstehen 100 Polwechsel in der Sekunde. Der umlaufende Teil ist als Schwungrad mit einem Schwungmoment von 1000000 kgm² ausgebildet, wodurch dem System der gewünschte Ungleichförmigkeitsgrad von 1:300 erteilt wird. Die Eisenbleche des feststehenden Ankers werden von einem als Kastenträger ausgebildeten gußeisernen Gehäuse getragen. Die Hochspannungswicklung liegt bestens isoliert in Nuten der Blechsegmente und ist von allen Seiten zugänglich, kann also auch während des Betriebes beobachtet werden. Die drei freien Enden der Wicklung liegen am tiefsten Punkte des Stators und sind hier durch Endverschlüsse mit 2 parallel geschalteten Drei-

Drehstrom-Schaltanlage.

Schnitt C-D aus Fig. 29.

fachkabeln verbunden, welche die Ströme nach der Schaltwand leiten.

Die 60 Pole des Rotors haben blanke, hochkantig gewickelte Flachkupferspulen. Zwei Schleifringe führen den Erregerstrom zu. Das Eisengehäuse und alle nicht stromführenden Metallteile der Generatoren sind geerdet; mittels eines Schalters kann die Wicklung kurz geschlossen und an Erde gelegt werden. Alle Meßgeräte, die während des Betriebes abgelesen werden müssen, ferner die Schalt- und Regulierhebel befinden sich auf den drei oberen rechten Feldern der Schaltwand und in dem dahinter gelegenen Schaltraum; alle Hochspannung führenden Leitungen und Apparate sind auf einer im Schacht hinter der Hauptschaltwand befindlichen Bühne untergebracht, die durch eine Wendeltreppe zugänglich ist. Fig. 29 bis 33 geben Ansichten und Schnitte der Drehstrom-Schaltanlage.

Die von den Maschinen kommenden dreifach verseilten Kabel (es sind je zwei Kabel von 3×70 qmm Querschnitt parallel geschaltet) laufen nach Endverschlüssen, aus denen blanke Kupferleitungen nach den Hochspannungssicherungen gehen; über drei Stromtransformatoren und einen dreipoligen Hörnerausschalter führen die Leitungen an die Sammelschienen. Für jede Maschine ist ein Drehstrom-Spannungstransformator vorhanden, ebenso für die Sammelschienen.

Von den Sammelschienen gehen über ausschaltbare Sicherungen drei Fernleitungskabel ab, während zwei weitere Anschlüsse in Reserve verbleiben. Die eingebauten Instrumente, auch die zum Parallelschalten der Maschinen erforderlichen, erkennt man im Schema Fig. 26.

Die Regulatoren der Dampfmaschinen können von der Schaltwand aus auf elektrischem Wege beeinflußt werden, so daß die Umlaufzahl der parallel zu schaltenden Drehstrommaschine sowie die Leistung der parallel geschalteten Maschinen lediglich von der Schaltwand aus eingestellt wird.

Um den Isolationszustand der Anlage ständig überwachen zu können, sind drei statische Voltmesser mit je einem Beleg an die drei Sammelschienen gelegt; die andern Belege der Voltmesser liegen an Erde.

Zum Schluß sei noch der Synchronismusanzeiger beschrieben, der zum Parallelschalten sowohl in diesem Kraftwerk als auch in den Unterstationen verwendet wird.

Der Synchronismusanzeiger besteht aus einer Anzahl Glühlampen, die im Kreis angeordnet und an die sekundären Wicklungen eines Dreiphasentransformators angeschlossen sind. Jede der primären Spulen des letztern steht mit einer Sammelschiene und einer Klemme der neu anzuschließenden Maschine in Verbindung. Die Schaltung der primären Spulen sowie der Anschluß der Glühlampen an die in Sternschaltung miteinander verbundenen Sekundärspulen ist aus Fig. 34 ersichtlich. Der besseren Uebersicht halber ist nur die Hälfte der Lampenanschlüsse gezeichnet; die übrigen Lampen sind je einer der ersteren parallel geschaltet. Die Spannung in den primären Transformatorspulen ist die geometrische Differenz der von den Sammelschienen und den Maschinenklemmen gelieferten Spannungskomponenten; die Spannung in den sekundären Spulen ist der primären Spannung proportional.

Ist nun zwischen den im Betriebe befindlichen und der neu zuzuschaltenden Maschine Synchronismus vorhanden (womit noch keine Phasengleichheit verbunden zu sein braucht), so ist die Spannungsverteilung über alle drei Spulen stets dieselbe, und infolgedessen herrscht auch an jeder Lampe eine gewisse unveränderlich bleibende Spannung, deren Wert jedoch für verschiedene Lampen verschieden groß ist. Die Art der Spannungsverteilung auf die Lampen hängt von der Phasenverschiebung der primären Spannungskomponenten ab. Ist z. B. Phasengleichheit zwischen den im Betriebe befindlichen Maschinen und der zuzuschaltenden vorhanden, so erhalten die Lampen 1 die Spannung null. Von Lampe 1 bis 6 nimmt die Spannung beständig zu und erreicht an Lampe 6 einen größten Wert. Lampe 6 wird also hell leuchten, während die andern Lampen dunkler und die Lampen 1 überhaupt nicht brennen.

Fig. 34.

Schaltung des Synchronismusanzeigers.

Beträgt die Phasenverschiebung zwischen der Sammelschienenspannung und der Spannung der anzuschließenden Maschine 180°, so ist die Spannungsverteilung auf die Lampen eine derartige, daß die Lampen 1 die größte Spannung erhalten, während an Lampe 6 die Spannung null herrscht. Das aus dieser Spannungsverteilung sich ergebende Lichtbild erscheint also gegen das vorher beschriebene um 90° gedreht. Für Phasenverschiebungen zwischen 0° und 180° hat das Lichtbild eine entsprechende mittlere Lage.

Nun lassen sich zwei Wechselströme, zwischen denen kein Synchronismus besteht, deren Periode also von verschiedener Dauer ist, auffassen als Ströme, deren Phasenverschiebung in jedem Augenblicke wechselt. Dementsprechend wird also, solange die anzuschließende Maschine noch nicht synchron läuft, das Lichtbild des Synchronismusanzeigers kreisen. Je nachdem die Periodenzahl der neu zuzuschaltenden Maschine zu hoch oder zu niedrig ist, kreist das Lichtbild in verschiedenem Sinn, und nach der Geschwindigkeit der Drehung läßt sich der jeweilige Unterschied der Periodenzahl beurteilen.

Um den Apparat zur Parallelschaltung von Maschinen zu benutzen, hat man also zu warten, bis das kreisende Lichtbild dem Stillstande nahekommt. Sobald dann das Lichtbild mit bestimmten Lampen, den Phasenlampen zusammenfällt, ist der Augenblick für das Einschalten der Maschine gekommen.

In vorstehendem habe ich kurze Beschreibungen des technischen Teiles der Werke gegeben; nicht unerwähnt möchte ich lassen, daß die Krafthäuser auch in hygienischer Hinsicht aufs beste eingerichtet sind. Ueberall ist für Licht und Lüftung gesorgt. Den Arbeitern stehen außer gewöhnlichen Wascheinrichtungen auch temperierbare Brausebäder zur Verfügung. Die Ausstattung der einzelnen Räume ist durchaus gediegen; in dem Arbeiter wird durch den Aufenthalt in besser ausgestatteten Räumen das Gefühl für Reinlichkeit wach erhalten, und ich habe gefunden, daß sich die Mehrkosten für eine reichere Innenausstattung reichlich bezahlt machten durch die Fürsorge, die die Angestellten den Einrichtungen erweisen.

B) Unterstationen.

Ueber die Entstehung und Entwicklung der Unterstationen habe ich in der Einleitung schon einiges gesagt.

Zur Uebersicht füge ich eine Zusammenstellung bei, in der Größe und Leistungsfähigkeit jeder Unterstation angegeben sind, ferner das Kraftwerk bezeichnet ist, von dem sie jetzt betrieben wird.

Es würde zu weit führen, auf alle Unterstationen näher einzugehen, zumal einige einander sehr ähnlich sind. So gleichen sich die Unterstationen Pferdemarkt und Großneumarkt; Uhlenhorst, St. Georg und Harvestehude sind in ihren Einrichtungen ähnlich, wenn auch verschieden an Lei-

Fig. 35. Unterstation St. Georg.

Schema der teilweisen Transformierung.

A Ausschalter
S Sicherung
Anl Anlasser
Sp Spannungsmesser
Str Strommesser
min A Minimalausschalter
U Umschalter
NR Nebenschlußregulator
Z Zähler

Name der Unterstation	Betriebs-eröffnung	Batterien	Maschinen	betrieben von Kraftwerk	mit	Anzahl der Speise-leitungen	Bemerkungen
St. Pauli	1893	2 Batterien zu je 136 Zellen Kapazität: 3 st × 792 Amp = 2376 Amp-st 3 » × 816 » = 2448 »	—	Z. V. N.	Gleichstrom 230 bis 300 V	14	blanker Mittelleiter
St. Georg	1894	3 Batterien zu je 136 Zellen Kapazität: 3 st × 524 Amp = 1570 Amp-st 3 » × 524 » = 1570 » 3 » × 538 » = 1614 »	3 Motorgeneratoren A 165/A 165, davon 1 Reserve 2 Motorgeneratoren leisten rd. 500 KW sekundär	Bille Z. V. N.	Gleichstrom 600 V in Reserve	25	
Uhlenhorst	1896	1 Batterie zu 126 Zellen Kapazität: 3 st × 884 Amp + 8 Zellen 3 st × 827 Amp = 2480 und 2652 Amp-st	3 Motorgeneratoren A 120/A 120, davon 1 Reserve 2 Motorgeneratoren leisten rd. 400 KW sekundär	Barmbeck Z. V. N.	Gleichstrom 600 V in Reserve	8	
Harvestehude	1898	1 Batterie zu 140 Zellen Kapazität: 3 st × 1074 Amp = 3222 Amp-st	3 Motorgeneratoren AF 110/AF 110, 2 Stück Ac 140/Ac 140 in Reserve 2 Motorgeneratoren leisten rd. 500 KW sekundär	Z. V. N.	Gleichstrom 600 V	12	weitere 4 Speiseleitungen geplant
Pferdemarkt	1901	1 Batterie zu 146 Zellen Kapazität: 3 st × 3024 Amp = 9072 Amp-st	2 Motorgeneratoren WJd 700/A 390 Leistung rd. 500 KW sekundär 3 Motorgeneratoren A 165/A 165, davon 1 Reserve 2 Motorgeneratoren leisten rd. 500 KW sekundär	Bille Z. V. N.	Drehstrom 5000 V Gleichstrom 600 V	17	
Großneumarkt	1903	1 Batterie zu 140 Zellen Kapazität: 3 st × 3024 Amp = 9072 Amp-st	2 Motorgeneratoren WJd 700/A 390 Leistung rd. 550 KW sekundär 3 Motorgeneratoren A 165/A 165, davon 1 Reserve 2 Motorgeneratoren leisten rd. 500 KW sekundär	Bille Z. V. N.	Drehstrom 5000 V Gleichstrom 600 V	24	
Eilbeck	1904	1 Batterie zu 140 Zellen Kapazität: 3 st × 1512 Amp = 4536 Amp-st	3 Motorgeneratoren A 120/A 120, davon 1 Reserve 2 Motorgeneratoren leisten rd. 400 KW sekundär	Barmbeck	Gleichstrom 600 V	10	

stungsfähigkeit. Eilbeck ist sogleich mit der teilweisen Transformierung ausgerüstet und erhält später noch Drehstrom-Gleichstrom-Umformer. Die in diesem Jahre neu hinzukommende Unterstation in Eppendorf wird die gleiche Einrichtung wie Eilbeck erhalten.

St. Pauli und St. Georg sind 1895 schon kurz von mir beschrieben worden[1]); da St. Georg inzwischen wesentlich vergrößert worden ist und teilweise Transformierung erhalten hat, so sei ganz kurz einiges über diese Station gesagt.

Als Fernleitung sind vom Kraftwerk an der Bille her pro Pol zwei Kabel von 500 qmm Querschnitt verlegt. Der Spannungsabfall ist für vollen Betrieb mit 17 vH zugelassen, so daß 1000 Amp Primärstrom in der Unterstation bei 500 V zur Verfügung stehen.

Fig. 35 gibt ein Schema der teilweisen Transformierung.

Drei Akkumulatorenbatterien von je 1600 Amp-st Kapazität sind parallel geschaltet und werden von einem Doppelzellenschaltpaar bedient.

Die Motorgeneratoren sind Doppelmaschinen der Type A 165; ihre Leistungsfähigkeit beträgt rd. 500 KW sekundär.

(Schluß folgt.)

[1]) Z. 1895 S. 1515.

Beiträge zur Untersuchung des Wärmeverlustes und der Wärmeverteilung bei unvollkommener Verbrennung.

Von **Paul Fuchs.**

Ueber die Größe und die Art der Verluste bei unvollkommener Verbrennung liegen wenig unmittelbare Versuche vor; es wird deshalb die Mitteilung einer diesen Gegenstand insbesondre betreffenden Untersuchung von allgemeinem Interesse sein.

Benutzt wurde ein Zweiflammrohrkessel von 93,84 qm Heizfläche, der mit einer gewöhnlichen Planrost-Feuerung von 3,04 qm ausgerüstet war; Sekundärluftzuführungen, Zugregler usw. waren nicht vorhanden. Die Belastung der Rostfläche wurde so groß wie möglich gemacht, um nennenswerte Mengen unverbrannter Gase zum Zweck einwandfreier Ermittlung zu erhalten.

Die ortsüblichen Aufschreibungen mögen hier vorweg gebracht werden.

Es wurde beobachtet:

Versuchsdauer	8 st 2 min
Brennstoff, insgesamt verfeuert	4456 kg
» in 1 st »	564,7 »
» in 1 » auf 1 qm Rostfläche	182,4 »

Wasser, insgesamt verdampft	24462 kg
» in 1 st »	3045,1 »
» in 1 » auf 1 qm Heizfläche	32,4 »
Temperatur des Wassers	23,27° C
Dampf, absolute Spannung	7,74 kg
» Temperatur hierzu	168,09° C
» Gesamtwärme hierzu pro kg	657,76 WE
» zugeführte Wärmemenge pro kg	634,49 »
Verdampfungsziffer bei den Versuchsbedingungen	5,49
auf 1 kg Brennstoff im Dampf vorhandene Wärmemenge	3483,35 WE
Verdampfungsziffer bei Wasser von 0° und Dampf von 100°	5,47
Temperatur der Verbrennungsgase am Heizflächenanfang	1320° C
Temperatur am Heizflächenende	384° »
Unterdruck » »	12,3 mm
» » Heizflächenanfang	5,9 »
Rückstände	11,80 vH

Da die bekannten Verfahren der Ermittlung des Gasvolumens bei vollkommener Verbrennung hier nicht in Anwendung gebracht werden konnten, wurde folgendes Verfahren durchgeführt.

Der gesamte Verbrennungsprozeß ist als in zwei Abschnitten vor sich gehend gedacht. Im ersten Abschnitt tritt beim Aufwerfen neuen Brennstoffes auf den vorhandenen hochtemperierten Rostbelag namentlich eine Entgasung neben vorhandenen Vergasungsreaktionen auf; ist diese beendet, so erfolgt eine unmittelbare vollkommene Verbrennung des entgasten Brennstoffes zu Kohlensäure und Wasserdampf.

Die Entgasungsprodukte allein geben nun bekanntermaßen die unverbrannten Stoffe ab, sublimieren fein verteilten Kohlenstoff als Ruß an der Heizfläche usw., bedingen also den Verlust durch noch brennbare Gase, während bei der nachfolgenden Verbrennung des entgasten Materials nur noch ein Luftüberschuß zu verzeichnen ist. Entsprechend dieser Trennung sind auch die Zusammensetzungen der Entgasungs- und Verbrennungsprodukte ermittelt.

Die aus dem ersten Abschnitt herrührenden Gase wurden während der Entgasungszeit entnommen und auf Kohlensäure, Kohlenoxyd, Wasserstoff, Methan, Aethylen und Sauerstoff untersucht. Stickstoff als Differenz sowie das vorhandene hygroskopische Wasser des Brennstoffes wurden durch Rechnung in die Gasmenge gebracht.

Die aus dem zweiten Abschnitt, der Verbrennung, herrührenden Produkte wurden laufend auf Kohlensäure und Sauerstoff untersucht und hieraus nach bekannten Regeln der Luftüberschuß abgeleitet.

Eine fernere Untersuchung des Brennstoffes wurde angestellt, um die Mengenverhältnisse bei der Entgasung und die Produkte der Zerlegung kennen zu lernen. Der Gang der Berechnung des Wärmeverlustes und der Wärmeverteilung bei unvollkommener Verbrennung stellt sich wie folgt:

I. Beobachtungen am Brennstoff.

Zusammensetzung und Brennwert des Brennstoffes im ursprünglichen Zustand:

1	Kohlenstoff	**64,87** vH
	Wasserstoff	**4,81** »
	Schwefel	**1,34** »
	hygroskopisches Wasser	**12,87** »
	Rückstände	**9,62** »
	Sauerstoff und Stickstoff als Differenz	**6,49** »
	Brennwert	**6464** WE.

Bei der quantitativen Zerlegung des Brennstoffes wurde weiter bestimmt:

Koksausbeute	73,4 vH
Gasausbeute	8,9 »
Teeranteil	4,8 »
Wasseranteil	12,9 » .

Zusammensetzung und Brennwert der in Betracht kommenden Zerlegungsprodukte:

Koksausbeute:

Kohlenstoff	82,78 vH
Wasserstoff	0,56 »
Schwefel	0,97 »
hygroskopisches Wasser	0,00 »
Rückstände	13,24 »
Sauerstoff und Stickstoff als Differenz	2,45 »
Brennwert	6879 WE.

Gasausbeute:

Kohlensäure	2,8 Vol-vH
Kohlenoxyd	4,3 »
Methan	25,7 »
Aethylen	2,5 »
Wasserstoff	62,8 »
Stickstoff als Differenz	1,9 »
Brennwert pro cbm Gas	4791 WE
1 kg Brennstoff gibt 0,2200 cbm	= 0,4039 kg Gas.

Demnach stellt sich die Wärmeverteilung für den gesamten Verkokungs- und Entgasungsprozeß des Brennstoffes wie folgt dar:

Koksausbeute = 73,4 vH × 6879 WE	= 5062 WE
Gasausbeute = 8,9 vH = 0,2200 cbm × 4791 WE	= 1054 »
Teeranteil = 4,8 vH als Differenz × 7245 WE	= 348 »
Wasseranteil = 12,9 vH	= — »
zusammen	6464 WE.

Bei dem eingangs mitgeteilten Verdampfungsversuch sind 11,80 Gewichtprozent Rückstände ermittelt worden.

Zusammensetzung und Brennwert:

Kohlenstoff	17,07 vH
Wasserstoff	0,40 »
Schwefel	0,56 »
hygroskopisches Wasser	0,00 »
Rückstände	79,85 »
Sauerstoff und Stickstoff als Differenz	0,00 »
Brennwert	1431 WE.

Es gelangte demnach nicht der ursprüngliche Brennstoff (1) zur Verwendung, sondern ein unter Berücksichtigung der Abschlackverluste zu berechnendes Material folgender Zusammensetzung:

2	Kohlenstoff	**62,86** vH
	Wasserstoff	**4,76** »
	Schwefel	**1,27** »
	hygroskopisches Wasser	**12,87** »
	Rückstände	**12,12** »
	Sauerstoff und Stickstoff als Differenz	**6,12** » .

Im gleichen Sinne verändert sich die Zusammensetzung des entkokten Materials, und zwar erhält man hierfür:

3	Kohlenstoff	**80,46** vH
	Wasserstoff	**0,55** »
	Schwefel	**0,91** »
	hygroskopisches Wasser	**0,00** »
	Rückstände	**15,77** »
	Sauerstoff und Stickstoff als Differenz	**2,31** »
	Koksausbeute	**71,12** » .

II. Zusammensetzung und Menge des Wärmeträgers[1]).

Die zur Verbrennung benutzte atmosphärische Luft hatte eine Temperatur von 4° und einen relativen Feuchtigkeitsgehalt von 89 vH; 1 kg Luft bei 4° enthält im gesättigten Zustande 0,0044 kg Wasser, so daß hier auf 1 kg Luft 0,0039 kg Wasser mit in den Verbrennungsraum befördert wurden.

a) Erster Abschnitt, Entgasungsperiode.

In Betracht kommt hier der Brennstoff (2). Zusammensetzung des Gases:

[1]) Ueber die Entwicklung der Formeln siehe Fuchs: Generator-Kraftgas- und Dampfkessel-Betrieb in bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung; Berlin, Julius Springer.

Kohlensäure, CO_2	16,2	Vol.-vH
Kohlenoxyd, CO	3,7	»
Wasserstoff, H	0,9	»
Methan, CH_4	1,4	»
Aethylen, C_2H_4	0,2	»
Sauerstoff, O	3,3	»
Stickstoff als Differenz, N	74,3	»
Rußmenge r pro cbm Gas	0,0063	g[1]).

Hieraus berechnet sich der Kohlenstoffgehalt des Gases gemäß der Gleichung

$$\frac{(CO_2 + CO + CH_4 + C_2H_4) \cdot 0{,}5359}{100} + r$$

zu 0,1215 g pro cbm und die Gasmenge pro kg Brennstoff gemäß der Gleichung

$$\frac{\frac{C}{100}}{\frac{(CO_2 + CO + CH_4 + C_2H_4) \cdot 0{,}5359}{100} + r}$$

zu 5,1736 cbm, wenn mit $\frac{C}{100}$ der prozentuale Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes bezeichnet wird.

Addiert man die Wassermenge pro kg Brennstoff hinzu, so erhält man die gesamte Gasmenge G pro kg Brennstoff zu 5,32 cbm, und das Gas hat gemäß der Formel

$$\frac{(G \cdot CO_2) + (G \cdot CO) + (G \cdot CH_4) + (G \cdot C_2H_4) + (G \cdot H) + (G \cdot O) + (G \cdot N)}{100}$$

folgende Zusammensetzung:

Kohlensäure	0,84 cbm	=	15,73	vH	CO_2
Kohlenoxyd	0,19 »	=	3,59	»	CO
Wasserstoff	0,05 »	=	0,87	»	H
Methan	0,07 »	=	1,38	»	CH_4
Aethylen	0,01 »	=	0,19	»	C_2H_4
Sauerstoff	0,17 »	=	3,28	»	O
Stickstoff	3,84 »	=	72,19	»	N
Wasser	0,15 »	=	2,77	»	H_2O
zusammen	5,32 cbm Gas		100,00	vH.	

Für die späteren Berechnungen der Wärmebilanz ergibt sich die Notwendigkeit, die in Volumen ausgedrückte Gasmenge als Gewicht darzustellen. Zu dieser Umformung sind folgende Werte benutzt worden:

Substanz	Gewicht pro cbm
CO_2	1,9651 kg
CO	1,2505 »
H	0,0895 »
CH_4	0,7150 »
C_2H_4	1,2517 »
O	1,4292 »
N	1,2546 »

Man erhält hieraus:

Gasgewicht auf 1 kg Brennstoff = 7,15 kg.

Zusammensetzung des Gases:

Kohlensäure	1,65 kg	=	23,00	Gew.-vH	CO_2
Kohlenoxyd	0,24 »	=	3,34	»	CO
Wasserstoff	0,004 »	=	0,06	»	H
Methan	0,05 »	=	0,72	»	CH_4
Aethylen	0,01 »	=	0,18	»	C_2H_4
Sauerstoff	0,25 »	=	3,51	»	O
Stickstoff	4,82 »	=	67,40	»	N
Wasser	0,13 »	=	1,79	»	H_2O
zusammen	7,154 kg Gas		100,00	Gew.-vH.	

Weiter berechnet sich der Brennwert des Gases zu 36,62 WE/kg.

b) Zweiter Abschnitt, Verbrennungsperiode.

In Betracht kommt hier der Brennstoff (3). Mittlerer Luftüberschuß während der Verbrennung = dem 1,382fachen des theoretisch notwendigen.

Die zur Verbrennung des Brennstoffes (3) erforderliche theoretische Luftmenge L_k berechnet sich gemäß der Gleichung

$$L_k = \frac{11{,}496\, C + 34{,}238 \left(H - \frac{O}{8}\right) + 5{,}927\, S}{100}$$

zu 9,43 kg; unter Berücksichtigung von 0,05 kg mitbefördertem Wasser ergibt sich die tatsächliche Luftmenge zu

(12,98 + 0,05) = 13,03 kg,

bestehend aus

Sauerstoff	3,01 kg	=	23,10	Gew.-vH	O
Stickstoff	9,97 »	=	76,52	»	N
Wasser	0,05 »	=	0,38	»	H_2O
zusammen	13,03 kg		100,00	Gew.-vH.	

Gemäß der Gleichung

$$Vg_k = \frac{12{,}496\, C + 35{,}238 \left(H - \frac{O}{8}\right) + 6{,}522\, S + H_2O + N}{100}$$

berechnet sich die Verbrennungsgasmenge Vg_k bei theoretischer Verbrennung pro kg Brennstoff zu 10,28 kg, die unter tatsächlichen Verhältnissen 13,85 kg Gas bildet, und zwar von folgender Zusammensetzung:

Kohlensäure	2,94 kg	=	21,27	Gew.-vH	CO_2
Wasser	0,05 »	=	0,36	»	H_2O
schweflige Säure	0,02 »	=	0,12	»	SO_2
Stickstoff	10,01 »	=	72,27	»	N
Sauerstoff	0,83 »	=	5,98	»	O
zusammen	13,85 kg		100,00	Gew.-vH.	

c) Mittlere Zusammensetzung des Wärmeträgers.

Es ist eingangs gezeigt worden, daß sich bei der Zerlegung des Brennstoffes (2) durch Wärme eine Koksausbeute von 71,12 vH und eine Gas-, Teer- und Gaswasserausbeute von 28,88 vH ergibt. Unter Benutzung dieser Werte und der aus Abschnitt 1 und 2 herrührenden Gasmengen und Zusammensetzungen berechnet sich die wirkliche Menge und Zusammensetzung des Wärmeträgers aus 1 kg Brennstoff (2) wie folgt:

Gasmenge pro kg Brennstoff = **11,52** kg.

Zusammensetzung:

Kohlensäure	**2,17** kg	=	**18,85**	Gew.-vH	CO_2
Kohlenoxyd	**0,07** »	=	**0,59**	»	CO
Wasserstoff	**0,001** »	=	**0,01**	»	H
Methan	**0,02** »	=	**0,13**	»	CH_4
Aethylen	**0,004** »	=	**0,03**	»	C_2H_4
Sauerstoff	**0,66** »	=	**5,74**	»	O
Stickstoff	**8,51** »	=	**73,92**	»	N
Wasser	**0,07** »	=	**0,63**	»	H_2O
schweflige Säure	**0,01** »	=	**0,10**	»	SO_2
zusammen	**11,515** kg		**100,00**	Gew.-vH.	

III. Wärmewert und Verteilung des Wärmeträgers innerhalb der Heizfläche.

Wie schon mitgeteilt, beträgt die Temperatur der Zuluft 4°, die der Gase am Heizflächenanfang 1320°, am Heizflächenende 384° C.

Die spezifischen Wärmen der Bestandteile pro kg berechnen sich nach Mallard und Le Chatelier für die genannten Temperaturen zu

	4°	384°	1320°
CO_2	—	0,31	0,45
CO	—	0,26	0,30
H	—	3,67	4,17
CH_4	—	0,46	0,52
C_2H_4	—	0,26	0,30
O	0,21	0,23	0,30
N	0,24	0,26	0,30
H_2O	0,42	0,60	0,90
SO_2	—	0,31	0,45,

woraus sich die mittleren spezifischen Wärmen pro kg bei den vorher angegebenen Zusammensetzungen ergeben:

für die Verbrennungsluft und 4° zu	0,23
» das Verbrennungsgas und 384° zu	0,27
» » » » 1320° »	0,33.

[1]) Die Rußmenge ist nicht besonders in Ansatz gebracht worden, sondern der Geringfügigkeit wegen als unmittelbare Verlustquelle außer acht gelassen.

Die Wärmeinhalte der auf 1 kg Brennstoff entfallenden Luft- und Verbrennungsgasmengen, ferner der Verlust durch brennbare Substanzen in den Rückständen und durch deren Eigenwärme läßt sich nunmehr berechnen.

Man erhält:

a) Verbrennungsluft.

Luftmenge	9,26 kg
Temperatur	4° C
spezifische Wärme pro kg	0,23
Wärmeinhalt der zugeführten Verbrennungsluft	8,35 WE

b) Verbrennungsgas, Anfang der Heizfläche.

Gasmenge	11,52 kg
Temperatur	1320° C
spezifische Wärme pro kg	0,33
Wärmeinhalt des Verbrennungsgases	5035,57 WE

c) Verbrennungsgas, Ende der Heizfläche.

Gasmenge	11,52 kg
Temperatur	384° C
spezifische Wärme pro kg	0,27
Wärmeinhalt des Verbrennungsgases	1199,51 WE

d) Verbrennungsgas, Brennwert der noch brennbaren Substanzen.

Brennwert pro kg Gas	36,62 WE
Gasmenge pro kg Brennstoff	11,52 kg
Wärmeinhalt der Verbrennungsgase aus noch brennbarer Substanz	421,80 WE

e) Verlust durch Brennbares in den Rückständen.

Rückstandmenge pro kg Brennstoff	11,80 vH
Brennwert derselben	1431 WE
Temp. der Rückstände beim Abschlacken	1320° C
spezifische Wärme derselben pro kg	0,2
Wärmeinhalt der Rückstände	30,69 WE.

Mit diesen Daten läßt sich die gesamte Verteilung bei der Umformung des Brennstoffes in wärmegebendes Gas feststellen; man erhält folgende Wärmebilanz:

	Wärmemenge der zuströmenden Luft pro kg Brennstoff			8,35 WE
	» pro kg Brennstoff			6464, »
	gesamte verwandte Wärmemenge			6472,35 WE = 100,00 vH
Wärmeentbindung	Verlust durch Brennbares in den Rückständen	168,86 WE = 2,61 vH		
	desgl. durch Eigenwärme derselben	30,69 » = 0,47 »		
	» für strahlende Wärme angenommen	194,17 » = 3,00 »		
	Eigenwärme des Verbrennungsgases		5035,57 WE = 77,80 vH	
	Brennwert » »		421,80 » = 6,51 »	
	Differenz: Verlust für Reaktionswärmen	621,26 » = 9,61 »		
	zusammen	1014,98 WE = 15,69 vH	+ 5457,37 WE = 84,31 vH	= 6472,35 WE = 100,00 vH
Wärmeverwendung	der Dampfkesselheizfläche angebotene Wärmemenge		5457,37 WE = 84,31 vH	
	davon zur Dampfbildung verzehrt	3483,35 WE = 53,83 vH		
	Eigenwärme der abziehenden Verbrennungsgase	1199,51 » = 18,53 »		
	Brennwert der noch brennbaren Gase	421,80 » = 6,51 »		
	zusammen		5104,66 WE = 78,87 vH	
	Rest für die Wärmekapazität des Kesselmauerwerkes		352,71 WE = 5,44 vH	

Kurz zusammengefaßt erhält man ebenfalls:

gesamte vorhandene Wärmemenge		100,00 vH
Verlust durch den Wärmeentbindungsprozeß	— 15,69 vH	
in Dampf umgesetzte Wärmemenge		+ 53,83 vH
Abwärme am Heizflächenende	— 25,04 »	
Restwärme im Mauerwerk	— 5,44 »	
zusammen	— 46,17 vH	+ 53,83 vH = 100,00 vH.

Wärmeverbrauch

bei unvollkommener Verbrennung. bei vollkommener Verbrennung.

I II III IV V VI VII VIII IX I II III IV VI VIII IX

gesamte Wärme | Wärmeerzeugung | Wärmeabsorption | gesamte Wärme | Wärmeerzeugung | Wärmeabsorption

In dem obenstehenden Diagramm ist die Wärmebeteiligung an den einzelnen Abschnitten der Brennstoffumformung einmal bei unvollkommener, also hier unmittelbar beobachteter Verbrennung, das andremal bei vollkommener Verbrennung dargestellt; letztere hat zur Voraussetzung, daß man den vollkommenen Verbrennungsprozeß bei gleichen Gasmengen, gleicher Temperaturdifferenz usw. durchführen kann.

Die hierbei entstehenden Unterschiede sind von beachtenswerter Erheblichkeit; allerdings muß zugegeben werden, daß bei der hier erwähnten Betriebsart mit Fleiß darauf hingearbeitet wurde, den Anteil verlustbringender, unvollkommener Verbrennungsprodukte so groß wie möglich zu gestalten.

In dem Diagramm sind die einzelnen Umformungszustände des Brennstoffes, die Verlustquellen usw. wie folgt eingezeichnet:

I ist die gesamte zur Verbrennung benutzte Wärmemenge;
II ist der Verlust durch Brennbares in den Rückständen;
III stellt die Eigenwärme derselben dar;
IV ist der angenommene Strahlungsverlust;
V ist der Verlust aus endothermischen Reaktionen;
VI ist der Abwärmeverlust am Heizflächenende durch Luftüberschuß;
VII ist der Verlust durch noch brennbare Gase;
VIII ist die Wärmekapazität des Kesselmauerwerkes und
IX endlich ist die im Dampf wiedergefundene Wärmemenge.

Betrachtet man die Wärmebilanz für den Wärmeentbindungsprozeß, so erhält man neben den nachgewiesenen

Verlusten durch das Abschlacken und der in den Verbrennungsgasen wiedergefundenen Wärme eine Differenz, die zum Teil bedingt ist durch den Verlust, welchen die Wärmestrahlung nach außen hin mit sich bringt. Es sind hierfür 3 vH von der Gesamtwärme in Rechnung gesetzt, ein Wert, der nicht viel von dem tatsächlichen Betrag abweichen wird. Auch wenn der Verlust durch Strahlung z. B. mit 5 vH in Rechnung gesetzt wird, verbleibt immer noch ein beträchtlicher Anteil an Wärme mit negativem Vorzeichen, der durch nichts weiter zu erklären ist als durch einen Aufwand von Energie zur Einleitung der Entgasungs- und Vergasungsarbeit und latent dann ebenfalls als Verlustquelle auftritt, wenn die Entgasungs- und Vergasungsprodukte nicht vollkommen verbrannt werden.

Es sind also die gesamten Verlustquellen bei der unvollkommenen Verbrennung offenbar nicht allein in dem Brennwert und der Eigenwärme der noch brennbaren Produkte zu suchen, sondern auch in auftretenden endothermischen Reaktionen beim Abbau des Steinkohlemoleküls, die unter Umständen ziemlich hohe Beträge aufweisen können.

Der einphasige Bahnmotor der Westinghouse-Gesellschaft.

Von **Clarence Feldmann.**

Der Wechselstrom-Hauptschlußmotor der Westinghouse-Gesellschaft, den ich bei meinem Besuch in Pittsburg auf der Versuchstrecke im Betrieb zu sehen und zu beobachten Gelegenheit hatte, ähnelt in der äußeren Erscheinung den bekannten Gleichstrommotoren dieser Firma. Das Magnetgestell wird hier jedoch aus kreisringförmigen Blechen, angeblich aus Stahlblechen, aufgebaut und gegen das zylindrische Gußstahlgehäuse verschraubt. Dieses beiderseits offene Gehäuse wird durch eingepaßte Endscheiben mit angegossenen Lagern so dicht abgeschlossen, als es die in den Endscheiben und im Gußgestell des Gehäuses vorgesehenen Handlöcher gestatten. Fig. 1 und 2 lassen diese Oeffnungen, die zur Bedienung der Bürsten und des Stromwenders nötig sind, erkennen und zeigen auch das mit Weißmetall gefütterte ungeteilte Lager der Hauptwelle und die zweiteiligen, ebenfalls mit Weißmetall ausgegossenen Lager der Vorgelegewellen. Auffallend groß sind in Fig. 1 die Oelkammern dieser Lager, die samt dem unteren Lagerteil, Fig. 3, gegen die mit dem Gestell fest vergossenen oberen Teile verschraubt werden.

Fig. 1 und 2. Ansichten des Motors.

Die Feldbleche sind bekanntlich bei Westinghouse mit ausgeprägten Polvorsprüngen versehen, die mit hochkant gestelltem Kupferband bewickelt werden. Die Armatur, Fig. 4, gleicht in der äußeren Erscheinung einem Gleichstromanker; sie hat offene Nuten, in welchen die Formspulen nach dem Einlegen durch Fiberkeile ohne Bindedrähte festgehalten werden. Nur außerhalb des Eisenkernes, am Stirn- und Bauchende der Wicklung, sind Bandagen angebracht, so daß die Wicklung dort vor den Wirkungen der Fliehkraft geschützt ist. Die Abbildung läßt erkennen, daß zahlreiche Lüftschlitze vorgesehen sind.

Es werden zurzeit Motoren mit Nennleistungen von 150, 100, 75 und 50 PS gebaut.

Die Kurvenblätter Fig. 5 bis 8 zeigen das Verhalten dieser vier verschiedenen Motoren, deren Wirkungsgrad den höchsten Wert etwa bei einer Stromaufnahme von 500, 320, 240 und 120 Amp bei 250 voltigem Wechselstrom von 25 Per./sk erreicht. Die Leistungen betragen dabei etwa 135, 115, 95 rd. 65 PS (von je 746 Watt) bei 920, 1000, 1050 und 1140 Uml./min, die Wirkungsgrade betragen rd. 88 vH, der Leistungsfaktor etwa 90 vH ($\cos \varphi = 0{,}9$). Bei den Versuchsfahrten arbeitete der Motor auch mit geöffnetem Deckel über dem Stromwender bei normalem Betrieb und bei Anfahren gegen das Drehmoment der angezogenen Luftdruckbremsen praktisch funkenfrei, jedenfalls ebenso gut wie ein guter Bahnmotor für Gleichstrombetrieb.

Die Verbindungen im Wagen und die Verwendung eines einspuligen Transformators zur Herabminderung der Spannung zwischen Oberleitung und Schienenrückleitung, die meistens zwischen 1000 und 1200 V gewählt werden soll, auf die Motorspannung von 300 V sind in einem früheren Bericht von mir[1]) bereits geschildert worden. Für einen Wagen von 15 m Länge werden die beiden Drehgestelle in der in Fig. 9

[1]) Z. 1904 S. 1249.

Fig. 3. Lagerteile.

Fig. 4. Motoranker.

Fig. 5 bis 8.

dargestellten Weise mit je zwei Motoren ausgerüstet, wobei auch der Kompressor zum Betrieb der Luftdruckbremsen durch einen kleinen Wechselstrom-Reihenmotor betrieben wird. Durch Luftdruck werden auch die Haupt- und Steuerschalter, der Induktionsregler und der Oelschalter zur Unterbrechung der Stromzufuhr betätigt. Die Auslösung der Luftdruckzylinder erfolgt durch magnetisch angehobene Ventile, die von der Meisterwalze, Fig. 10, an irgend einem Ende

Fig. 9. Drehgestell.

Fig. 10. Meisterwalze.

des Wagens unter Verwendung des Stromes einer auf dem Wagen mitgeführten Hülfsbatterie von Akkumulatoren gesteuert werden können.

Fig. 11 stellt die Verbindungen der in einem Wagen mit 2 Drehgestellen untergebrachten Apparate und Motoren dar. Man erkennt die vier Anker A_1 bis A_4 der Motoren, die zu zweien hintereinander und dann unter Zufügung einer Ausgleichspule B_1, B_2, B_3 parallel geschaltet sind, sowie die zu zweien hintereinander geschalteten Feldspulen F_1, F_2 und F_3, F_4

1 bis 8 zur Aufnahme von 1100 V bestimmt ist und dann zwischen

2 und 8	. . . .	1050 V
3 » 8	. . . .	1000 »
4 » 8	. . . .	955 »
5 » 8	. . . .	400 »
6 » 8	. . . .	300 »
7 » 8	. . . .	280 »

abzugeben vermag.

Fig. 11.

Schaltung eines Wagens mit 2 Drehgestellen.

samt ihrem Anschluß an den Motorschalter. In Stellung 1 sind alle Motoren eingeschaltet; Stellung 2 schaltet das erste Paar, Stellung 3 das zweite Paar, Stellung 4 die Ausgleichspule aus.

Der Induktionsregler ist an den einspuligen Haupttransformator angeschlossen, der zwischen den Klemmen

Aehnlich, jedoch mit Primär- und unterteilter Sekundärspule, ist der Lichttransformator ausgebildet.

Die Wagenausrüstung soll etwa 15 vH mehr wiegen als bei Ausrüstung mit Gleichstrommotoren gleicher Leistung. Das Gesamtgewicht des Wagens wird dadurch um etwa 5 vH erhöht.

Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

Von Dr.-Ing. Otto Berner, München.

(Schluß von S. 1476)

Ueber den Verlauf der Expansionslinie im Zylinder ist man in gleicher Weise wie bei der spezifischen Dampfmenge bis jetzt eigentlich nur in der Lage, gewisse Gesetzmäßigkeiten festzustellen. Für genaue zahlenmäßige Angaben über den Expansionsexponenten unter beliebigen Verhältnissen ist das vorhandene Versuchsmaterial noch zu dürftig.

Die Versuche über den Verlauf der Expansionslinie nach dem Gesetz pv^m = konst. haben nicht alle das gleiche Ergebnis geliefert. Bei den meisten wurde wohl gefunden, daß die Linie auf ihrer zweiten Hälfte (von Mitte bis nahezu Ende Hub) langsamer fällt als auf ihrer ersten (von Expansionsbeginn bis Mitte Hub). In einzelnen Fällen, so namentlich von Richter, Z. 1904 S. 617, wurde aber gerade das Gegenteil ermittelt. Es bleibt abzuwarten, ob dieser Widerspruch eine natürliche Erklärung findet, oder ob er aus der großen Schwierigkeit entspringt, die bezeichnete Gesetzmäßigkeit mit Hülfe des Indikators zuverlässig klarzustellen. Bei Versuchen, unter ganz gleichen Verhältnissen an der gleichen Maschine angestellt, zeigen sich nämlich oft recht beträchtliche Unterschiede in den Exponenten: ein Beweis dafür, daß die bisherigen Untersuchungsverfahren nicht den wünschenswerten Genauigkeitsgrad haben.

Mehr praktischen Wert besitzt der mittlere Expansionsexponent für die ganze Linie. Man versteht darunter in der Regel das Mittel aus den Exponenten für die oben genannten beiden Teile der Linie. Diese Einzelwerte liefern Expansionslinien, die mit den tatsächlichen Linien praktisch genügend genau übereinstimmen. In Fig. 30 und 31 sind diese mittleren Exponenten, und zwar jeweils als Mittel aus der vorderen und hinteren Zylinderseite, nach verschiedenen Versuchen graphisch wiedergegeben. Die untersuchten Maschinen sind sämtlich Mehrzylindermaschinen. Die Exponenten beziehen sich nur auf den Verlauf der Linie im Hochdruckzylinder. In den Mittel- und Niederdruckzylinder tritt der Dampf nur bei starker Ueberhitzung im ersten Zylinder noch mäßig überhitzt ein. Zu Beginn der Expansion dürfte der Dampf fast stets schon gesättigt sein, so daß der Exponent für die Niederdrucklinie mit demjenigen für gesättigten oder mäßig überhitzten Dampf im Hochdruckzylinder übereinstimmt.

Fig. 30.

Abhängigkeit des Expansionsexponenten vom Füllungsgrad bei gesättigtem und überhitztem Dampf nach Versuchen an den folgenden Maschinen.

	Bauart der Maschine	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Uml./min	mittlere Dampftemperatur °C	Versuchsleiter
○	Zweizylinder-Ventil	610 + 1025	1300	83,5	283	Schröter
◎	Zweizylinder-Kolbenschieber	325 + 560	850	127	304	»
◎	Dreizylinder-Ventil	271,7 + 430,8 + 679,1	479,6	135	300	Richter

Fig. 31.

Abhängigkeit des Expansionsexponenten von der Dampftemperatur für die gleichen Versuche wie in Fig. 30.

Fig. 30 gibt die Abhängigkeit des Expansionsexponenten vom Füllungsgrad bei gesättigtem und überhitztem Dampf. Sie ist bei Dampfüberhitzung weit stärker. Innerhalb der Füllungsgrade 5 bis 30 vH steigt der Exponent bei Sättigungsbetrieb um 0,05, bei starker Ueberhitzung um nahezu 0,2. Absolut genommen stimmen die Exponenten der Schröterschen Versuche gut überein, während die Werte für die Dreizylindermaschine auffallend niedrig sind. Die Linie des Exponenten in seiner Abhängigkeit von der Dampftemperatur, Fig. 31, zeigt eine leichte Krümmung nach der Temperaturachse. Die beiden Versuchsreihen stimmen im Verlauf der Linie gut überein, dagegen sind die Absolutwerte sehr verschieden. Hervorzuheben ist noch, daß bei der gleichen Maschine die Zunahme des Exponenten zwischen Sättigung und 350° C etwa gerade so groß ist wie die Zunahme zwischen den Füllungen 5 und 35 vH bei konstanter starker Ueberhitzung.

Nach den augenblicklichen Kenntnissen dürften für gute Zweizylindermaschinen, die mit Spannungen über 9 kg/qcm abs. arbeiten, die Exponenten denjenigen der folgenden Zusammenstellung nahekommen.

Mittlere Expansionsexponenten für den Hochdruckzylinder.

Dampftemperatur . . . . °C	200	250	300	350
kleine Leistung	1,00	1,05	1,10	1,14
mittlere »	1,05	1,10	1,14	1,17
große »	1,10	1,15	1,18	1,20

Für sehr große Maschinen dürfen die Werte noch um 0,02 bis 0,04 erhöht werden. Praktisch sind selbst größere Abweichungen von den tatsächlichen Werten meist von geringem Einfluß.

Die unmittelbare Folge der durch die Ueberhitzung veränderten Expansionslinie ist die Vergrößerung der Füllung für gleiche Leistung. Das Maß der Vergrößerung hängt natürlich von der Dampftemperatur ab. Fig. 32 bis 34 zeigen auf Grund von Versuchen den Unterschied für starke Ueberhitzung. Er ist für Maschinen mit drei Zylindern verhältnismäßig größer als für solche mit zweien. Es hängt dies eben damit zusammen, daß die Expansionslinie in ihrer ersten Hälfte steiler abfällt und der Expansionsgrad bei der Dreizylindermaschine im ersten Zylinder kleiner ist. Die absoluten Unterschiede können für ähnliche Verhältnisse unmittelbar aus den Figuren abgegriffen werden.

Gleichfalls eine Folge der veränderten Expansionslinie ist die Leistungsverschiebung in den Zylindern durch die Dampfüberhitzung. Wie die Figuren 35 und 36 deutlich erkennen lassen, beträgt für gleichbleibende Gesamtleistung die Leistung des Hochdruckzylinders um so mehr, je höher die Eintrittstemperatur steigt. Will man deshalb bei überhitztem Dampf die gleiche Leistungsverteilung haben wie bei gesättigtem, so muß man eben das Zylinderverhältnis

Fig. 32 bis 34.

Unterschied im Füllungsgrad bei gesättigtem und stark überhitztem Dampf.

Dreizylindermaschine
Zyl.-Dmr. 240,5 + 401,6 520
Hub 750 900
nach Versuchen von Gebr. Sulzer

Zweizylindermaschine
Zyl.-Dmr. 325 + 560
Hub 850
nach Versuchen von Schröter

Zweizylindermaschine
Zyl.-Dmr. 610 + 1025
Hub 1300
nach Versuchen von Schröter

gesättigter Dampf — überhitzter Dampf

Fig. 35 und 36.

Abhängigkeit der Leistungsverteilung auf Hoch- und Niederdruckzylinder von der Dampftemperatur (Leistungsverschiebung).

Versuche von Schröter
Zyl.-Dmr. 325 + 560 mm, Hub 850 mm, Uml./min 127
Zylinderverhältnis 1 : 3,0

Versuche des Elsässischen Vereines von Dampfkesselbesitzern
Zyl.-Dmr. 700 + 1100 mm, Hub 1000 mm, Uml./min 64
Zylinderverhältnis 1 : 2,47

ändern. Von den Versuchen beziehen sich die einen auf eine Verbundmaschine mit dem Zylinderverhältnis 1 : 3,0. Hierbei ist die Verteilung der Leistung für gesättigten Dampf ziemlich verschieden und wird erst bei mittlerer Ueberhitzung gleich. Die kleinere Maschine mit dem Verhältnis 1 : 2,47 arbeitet dagegen bei Sättigungsbetrieb mit annähernd gleicher Verteilung und leistet bei 350° C im ersten Zylinder 44 vH mehr als im zweiten. Selbstverständlich ist die Wahl des Zylinderverhältnisses in erster Linie von seinem Einfluß auf die Wärmeausnutzung abhängig zu machen. Nach den Angaben im Abschnitt VII scheint der Wärmeverbrauch von Maschinen mit kleinem Hochdruckvolumen mit der Belastung stärker zuzunehmen als bei solchen mit großem Hochdruckvolumen. Maschinen, die auch bei großen Leistungen noch möglichst wirtschaftlich arbeiten sollen, sind deshalb zweckmäßig mit großem Hochdruckvolumen zu versehen.

Bei den liegenden 3000 pferdigen Maschinen der Berliner Elektrizitäts-Werke (Krafthaus Moabit und Oberspree) hat die Mehrleistung des Hochdruckzylinders bei starker Ueberhitzung gegenüber Sättigungsbetrieb 16 bis 18 vH betragen.

XI. Betriebsicherheit, Füllungsüberhitzung, Oelverbrauch, Abnutzung.

Der Bau von Maschinen für überhitzten Dampf ist in gewisser Beziehung schwieriger als für gesättigten. Es entstanden deshalb ursprünglich über den Unterschied in der Betriebsicherheit insofern falsche Anschauungen, als man ihn aus den Erfahrungen mit schlecht gebauten und deshalb ungeeigneten Maschinen ableiten wollte. Vor allem ist es die Ausdehnungswirkung der hohen Temperaturen an den mit dem überhitzten Dampf in unmittelbare Berührung kommenden Teilen, die große Beachtung verdient. Verhindert kann sie nicht werden. Aber es ist dafür zu sorgen, daß die Ausdehnung ohne schädliche Formänderungen, sogenannte Verziehungen oder Verkrümmungen, vor sich geht. Der Temperaturunterschied des ein- und austretenden Dampfes ist bei Ueberhitzung größer. Die Ein- und Auslaßorgane müssen deshalb möglichst aus dem Zylinder heraus so angebaut werden, daß ihre Bewegungen ohne Einfluß auf die Form des Zylinders bleiben. Alles, was ungleiche Erwärmung oder bei gleicher Temperatur ungleiche Ausdehnung hervorrufen kann, ist peinlichst zu vermeiden, so beispielsweise das Zusammengießen der Ein- und Auslaßrohre mit dem Zylinder, die ungleiche Anhäufung von Eisenmassen im Zylinder. Man kommt damit ganz von selbst zu der heute allgemein üblichen glatten Form des Heißdampfzylinders mit den freisitzenden Ventilkasten. Das Ventil als Steuerorgan hat hier nicht bloß als solches gewisse Vorzüge vor Hahn- oder Schiebersteuerung, sondern auch deshalb, weil sein Anbau die Zylinderform nicht verwickelt. Die Forderung der unbehinderten und schädlichen Ausdehnung ist bei den andern Steuerungen schwieriger zu befriedigen.

Die bei gesättigtem Dampf üblichen Bauformen des Zylinders waren wenig einfach, meist schon wegen des Dampfmantels. Solche Zylinder können deshalb auch nur mit mäßiger Ueberhitzung betrieben werden, bei der ganz geringe oder überhaupt keine Mehrausdehnung gegenüber Sattdampf vorliegt. Sobald man versucht, noch höher zu gehen, zeigen sich meist Verkrümmungen an der Zylinderbahn und den Steuerorganen. Die Folge davon sind Klemmungen in den Gleitbahnen. Die erhöhte Reibung verursacht Wärmestauungen. Es nützt kein Schmieren, die Betriebsicherheit ist erschöpft. Es wäre natürlich verkehrt, diese häufig gemachte Erfahrung als Beweis für die ungenügende Betriebsicherheit ansehen zu wollen. Sie beweist nur, daß falsche Bauformen die Sicherheit stark beeinträchtigen, und daß für eine sachgemäße Anwendung der Ueberhitzung bei der Kolbenmaschine eine wohl durchdachte und sorgfältige Konstruktion erste Bedingung ist. Es war nötig, das vorauszuschicken, um darauf hinweisen zu können, daß die folgenden Betrachtungen über die Betriebsicherheit die Einwirkung der Konstruktion ausschließen, weil sie vermeidbar ist. Hier sollen nur die unvermeidbaren, in der Natur der Sache begründeten Unterschiede behandelt werden.

Auf die Erhaltung der aufeinander gleitenden Teile ist von großem Einfluß:

1) ihre Temperatur,

2) das Schmiermittel oder die Schmierfähigkeit des Arbeitsmittels selbst.

Als einen greifbaren Maßstab für die Veränderung der Betriebsicherheit mit zunehmender Ueberhitzung kann man deshalb gewissermaßen die Veränderung der mittleren Zylinderwandtemperatur betrachten. Unter mittlerer Zylinderwandtemperatur ist dabei diejenige verstanden, die irgend ein Punkt der Wand, abgesehen von der äußersten Oberflächenschicht, unter dem Einfluß der während eines Kolbenspieles im Zylinder vor sich gehenden Wärmeschwingung des Dampfes im Beharrungszustand annimmt. Es haben nämlich Grashof und Kirsch[1]) auf dem Wege der Rechnung und in neuerer Zeit Callendar und Nicolson[2]) durch den Versuch gezeigt, daß die Wandungen des Dampfzylinders in jedem Punkt eine ziemlich gleichbleibende Mitteltemperatur annehmen, von der nur die innersten mit dem Dampf in Berührung stehenden Oberflächenschichten in rhythmischen Schwankungen abweichen. Die Tiefe des Eindringens der Temperaturwellen ist sehr gering und hängt außer von der Beschaffenheit der Oberfläche namentlich auch von derjenigen des Dampfes (gesättigt oder überhitzt) ab. Außerdem haben die Versuche von Callendar und Nicolson noch gezeigt, daß die Temperaturschwankungen der äußersten Oberflächenschicht gegenüber denjenigen des Dampfes an der gleichen Stelle verhältnismäßig klein sind, und daß dieser Ausschlag der Oberflächentemperatur hauptsächlich durch die Temperatur der Wand selbst bestimmt wird. Bei allen Betrachtungen über die Zylinderwandtemperatur genügt es deshalb für praktische Zwecke vollständig, die oben definierte sogenannte mittlere Temperatur zugrunde zu legen.

Fig. 37.

Zylinderwandtemperatur bei gesättigtem und mäßig überhitztem Dampf nach Versuchen von Donkin an der Einzylinder-Maschine der Maschinenfabrik Bryan Donkin & Co., Bermondsey.

Zyl.-Dmr. 152,4 mm, Hub 203,2 mm, Uml./min 220, Eintrittspannung 4,5 kg/qcm abs.

Die ersten Versuche über den Unterschied der Zylinderwandtemperatur mit und ohne Ueberhitzung sind von Donkin schon im Jahre 1889 an einer allerdings ziemlich kleinen Versuchsmaschine durchgeführt worden. Für die Messung der Temperaturen wurden 8 kleine Löcher parallel mit der Längsachse des stehenden Zylinders in die Wand gebohrt und mit Quecksilber gefüllt. Die zwischen der inneren Zy-

[1]) Z. 1891 S. 957.

[2]) Min. Proc. Inst. Civ. Eng. 1898 S. 147; s. auch Z. 1899 S. 774.

linderoberfläche und den Löchern verbleibende Wandstärke betrug bei

Thermometer	1	2	3	4	5	6	7	8
	1,5	3,0	6,1	8,9	11,9	15,0	18,0	21,1 mm.

Der Unterschied in den Ablesungen an Thermometer 1 und der mittleren Ablesung an sämtlichen Thermometern lag teilweise noch innerhalb des Genauigkeitsgrades der verwendeten Quecksilberthermometer, so daß es für gewöhnlich vollkommen genügt, die Temperatur irgend einer Stelle der Zylinderwand nur durch ein Thermometer zu messen. An welcher Stelle des Hubes die Messungen angestellt wurden, darüber gibt der Versuchsbericht[1]) keine genaue Auskunft. Es scheint aber, daß es die Mitte war, weil Donkin noch durch besondre Messungen den Unterschied der Temperaturen in der Mitte und an den Enden für 12,5 vH Füllung zu rd. 9,5° C ermittelte. Das Hauptergebnis ist in Fig. 37 graphisch dargestellt. Die Versuche erstrecken sich nur auf mäßige Ueberhitzung bis 38° C. Ein deutlicher Unterschied in den Wandtemperaturen gegenüber den gleichen Verhältnissen ohne Ueberhitzung ist nicht vorhanden. Die Zylinderwandtemperatur ändert sich bei mäßiger Ueberhitzung nicht.

Neuere Versuche über den gleichen Gegenstand von Seemann und Richter enthält Fig. 38. Seemann[2]) hat seine Messungen an einer Einzylinder-Auspuffmaschine angestellt. Längs der Lauffläche des Zylinders war eine Rippe angegossen, in die, in gleichen Abständen verteilt, 9 Löcher fast bis auf die Innenwand durchgehend eingebohrt waren. Man konnte also an 9 Stellen des Kolbenhubes über die mittlere Wandtemperatur Aufschluß erhalten. Während aber Donkin die Temperatur in der Mitte um 9,5° C niedriger fand, ließ sich bei diesen Versuchen keine kühlere Mittelzone nachweisen. Im Gegenteil, die Temperaturen an den Enden waren niedriger als in der Mitte, was sich nur aus der Wärmeleitung zwischen den einzelnen Teilen der Zylinderwand und den starken Wärmeverlusten an den Zylinderenden erklären läßt[3]). Auch zeigte sich, daß die Temperaturverteilung längs der Lauffläche von den Reibungsverhältnissen im Zylinder stark beeinflußt wird. Nach Herausnahme von zwei Kolbenringen — im ganzen waren drei vorhanden — sank die Temperatur in der Hubmitte unter diejenige an den Enden. Groß sind die Unterschiede der Temperaturen an den verschiedenen Punkten der Lauffläche allerdings nicht. Auch ist es bemerkenswert, daß die Ablesungen an den Thermometern in $^1/_4$ des Hubes nahezu mit der mittleren Ablesung an sämtlichen 9 Thermometern übereinstimmen. Wo man also, wie überall in praktischen Fällen, mit einer einzigen Temperaturmessung auszukommen sucht, dürfte nach den jetzigen Erfahrungen die Meßstelle zweckmäßig etwa in $^1/_4$ des Hubes zu wählen sein. In Fig. 38, die den Zusammenhang zwischen Dampf- und Zylinderwandtemperatur darstellt, haben die Mittelwerte aus sämtlichen Ablesungen Verwendung gefunden. In die gleiche Figur sind auch die Versuche von Richter aufgenommen worden[1]). Sie beziehen sich auf den Hochdruckzylinder einer Dreizylinder-Kondensationsmaschine. Die Messung der Wandtemperatur erfolgte nur an einer Stelle, im hinteren Deckel des Hochdruckzylinders. Wegen der wagerechten Anbohrung konnte das Loch nicht mit Oel gefüllt werden. Es wäre unter diesen Umständen wohl zuverlässiger gewesen, die Messung nicht mit Quecksilberthermometer, sondern mit Thermoelement durchzuführen.

Fig. 38.

Abhängigkeit der Zylinderwandtemperatur von der Dampftemperatur bei annähernd gleichem Füllungsgrad.

	Bauart der Maschine	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Uml./min	mittlere Leistung PSi	Art der Temperaturmessung	Versuchsleiter
—o— / --o--	Einzylinder-Auspuff	250	400	150	41,8	9 Quecksilberthermometer längs der Lauffläche mit Oelfüllung; 1 Quecksilberthermometer in der Nähe des hinteren Deckels mit Oelfüllung	Seemann
—o—	Dreizylinder-Kondensation	271,7 (80/0); 430,8 (70/80); 679,4 (70/0)	497,6	135,2	—	1 Quecksilberthermometer im hinteren Deckel des H.-D.-Zyl. ohne Oelfüllung	Richter

Der Vergleich der Versuchsergebnisse an den beiden Maschinen ist von hohem Wert für den Unterschied in der Betriebsicherheit bei Ein- und Dreizylindermaschinen. Zunächst ist noch zu bemerken, daß die allgemeine Gesetzmäßigkeit zwischen Dampf- und Wandtemperatur bei beiden Versuchsreihen ziemlich die gleiche ist. In Uebereinstimmung mit den Ergebnissen von Donkin zeigt sich für mäßige Ueberhitzung bis zu einer ganz bestimmten Dampftemperatur überhaupt keine Erhöhung der Wandtemperatur gegenüber Sättigungsbetrieb. Die beiden Versuchsreihen beginnen allerdings schon etwas über der Sättigungstemperatur. Das erste Ansteigen der Linien ist aber beinahe null, so daß die Wandtemperatur bei Sättigungsbetrieb von der bei schwacher Ueberhitzung praktisch nicht verschieden sein kann. Auch der weitere Verlauf der Linien von derjenigen Dampftemperatur ab, bei der die Erhöhung der Wandtemperatur beginnt, ist abgesehen von einer kleinen Unregelmäßigkeit bei der Dreizylindermaschine ganz ähnlich: die Wandtemperaturen wachsen etwas rascher als die Dampftemperaturen. Daß diese Gesetzmäßigkeit bei der Einzylindermaschine stärker zum Ausdruck kommt, hat seinen

[1]) Min. Proc. Inst. Mech. Eng. 1892 S. 544 und 1895 S. 90.
[2]) Z. 1897 S. 1465.
[3]) Auch Doerfel schließt aus seinen Versuchen, s. Z. 1899 S. 519, daß die Ausstrahlverluste des Dampfzylinders nur zum geringsten Teil an dem gut geschützten Zylindermantel erfolgen, vielmehr in der Hauptsache von den Zylinderenden, den Steuerungsgehäusen und deren Verbindungskanälen herrühren.

[1]) Z. 1904 S. 617.

Grund in der nicht so guten Gleichartigkeit der Versuchsverhältnisse. Die Versuche an der Dreizylindermaschine zeigen ziemlich genau konstante Füllung und Spannung, während bei der Einzylindermaschine namentlich hinsichtlich der Spannung recht beträchtliche Unterschiede vorliegen. Ganz erhebliche Unterschiede weisen dagegen die absoluten Wandtemperaturen für gleiche Dampftemperaturen auf. Während die Einzylinder-Auspuffmaschine mit Ueberhitzungen bis über 250° C betrieben werden kann, ohne daß sich die Wandtemperatur ändert, fängt die Temperatursteigerung der Hochdruckzylinderwand bei der Dreizylinder-Kondensationsmaschine schon bei 220° C an. Es deckt sich dies vollkommen mit den praktischen Betriebserfahrungen. Erinnert sei nur an die 1500 pferdige Dreifach-Expansionsmaschine der Kammgarnspinnerei Augsburg[1]), bei der man in Anbetracht der für Sattdampf üblichen Zylinderbauform mit der Dampftemperatur am Hochdruckzylinder nicht über 215° C hinauskam, ohne die Betriebsicherheit zu gefährden, während es ganz alte Einzylinder-Balanziermaschinen[2]) gibt, die mit 280° C noch anstandslos arbeiten. Es folgt hieraus, daß es bei älteren Maschinen mit ungeeignetem Zylinderbau nicht ratsam ist, diejenige Temperaturgrenze zu überschreiten, bei der die Wandtemperatur zu steigen anfängt. Diese Grenztemperatur ist stark von der Bauart der Maschine abhängig. Kleine Einzylindermaschinen ertragen für die üblichen Spannungen und Füllungsgrade mit Leichtigkeit noch 260° C, während man bei großen Dreizylindermaschinen nicht viel über 200° C kommt. Zwischen diesen Grenzen werden so ziemlich alle praktisch möglichen Fälle liegen.

Bemerkenswert ist dann noch der Vergleich der Wandtemperaturen für starke Ueberhitzung, d. h. in der Nähe der tatsächlichen Grenztemperatur für die Betriebsicherheit auch bei eigens für Heißdampf gebauten guten Maschinen. Der Unterschied ermittelt sich aus Fig. 38 noch wesentlich größer, wobei allerdings zu berücksichtigen ist, daß die Versuche bei Einzylinderbetrieb nur mit rd. 9 kg/qcm abs. Spannung, die Versuche bei Dreizylinderbetrieb dagegen mit beinahe 12 kg/qcm abs. angestellt worden sind, und daß außerdem die Messung nicht an der gleichen Stelle erfolgte[3]). Es zeigt sich, daß die Einzylinder-Auspuffmaschine bei 355° C etwa die gleiche Wandtemperatur 200° C hat wie der Hochdruckzylinder der Dreizylindermaschine bei 275° C. Maschinen mit verschiedener Zylinderzahl zeigen also ganz verschiedene Wandtemperaturen bei gleicher Dampftemperatur. Die betriebsichere Grenztemperatur liegt für die Dreizylindermaschine niedriger als für Zwei- oder Einzylindermaschinen. Man ist heute bei der letzteren bis auf 350° C Eintrittstemperatur gekommen, ohne dabei schlimme Erfahrungen gemacht zu haben. Es gibt auch Zweizylindermaschinen, die schon jahrelang mit Temperaturen von 350° C zur Zufriedenheit ihrer Besitzer arbeiten. Immerhin ist diese Temperaturhöhe noch selten gebräuchlich und auch nur für Maschinen von vorzüglichster Bauart ratsam. Auch bei Dreizylindermaschinen hat man schon Temperaturen über 300° C anzuwenden versucht, aber bis jetzt nicht mit gutem Erfolge. Die Dauerhaftigkeit der Kolbenkörper und -ringe nahm im Dauerbetrieb mit solchen Temperaturen bei großen Maschinen meist so sehr ab, daß man es bald wieder vorzog, auf Temperaturen von 280° C zurückzugehen. Mit dieser Temperatur ließ sich allerdings auch bei Dreizylindermaschinen noch vollständig betriebsicher arbeiten. Man sieht, auch diese praktischen Betriebserfahrungen stimmen mit den Ergebnissen der Figur 38 gut überein. Es scheint eben, daß man mit der Wandtemperatur nicht viel über 200° C hinausgehen kann, ohne die Abnutzung der aufeinander gleitenden Teile stark zu erhöhen und die notwendige Sicherheit teilweise aufzuheben. Durch weitere Wandtemperaturmessungen namentlich im Zusammenhang mit praktischen Betriebserfahrungen dürfte es leicht gelingen, die erreichbare Grenze sicher festzustellen. Es empfiehlt sich deshalb, alle Maschinen, die für stark überhitzten Dampf bestimmt sind, so einzurichten, daß wenigstens an einer Stelle die Zylinderwandtemperatur jederzeit leicht gemessen werden kann. Ganz sicher ist es aber, daß der Vergleich von Maschinen mit Wandtemperaturen von 200° C und darüber auf Grund des Wärmeverbrauches bei gleicher Dampftemperatur den etwa vorhandenen Unterschieden in der Betriebsicherheit keine Rechnung trägt. Ein einwandfreier Vergleich von Maschinen mit verschiedener Zylinderzahl kann bei starker Ueberhitzung nur auf Grund des Wärmeverbrauches bei gleicher Wandtemperatur erfolgen. Es ist schon im Abschnitt VI gezeigt worden, daß sich unter diesen Umständen der Wert des dritten Zylinders wesentlich geringer stellt als für gleiche Dampftemperatur.

Fig. 39.

Abhängigkeit der Zylinderwandtemperaturen vom Füllungsgrade bei annähernd gleicher Dampftemperatur für die gleichen Maschinen wie in Fig. 38.

Die eingeschriebenen Zahlen geben die mittlere Dampftemperatur an.

In Fig. 39 ist für die gleichen Maschinen wie in Fig. 38 noch die Abhängigkeit der Zylinderwandtemperatur vom Füllungsgrade bei ziemlich gleichbleibender Dampftemperatur dargestellt. Die Versuche an der Einzylindermaschine zeigen bis 35 vH Füllung ein ziemlich starkes Ansteigen der Wandtemperatur, während bei der Dreizylindermaschine die Werte schon von etwa 20 vH Füllung ab ziemlich gleich bleiben. Ob diese Verschiedenheit mit den verschiedenen Meßstellen zusammenhängt, ist aus diesen wenigen Versuchen nicht zu entscheiden.

An Hand der letzten Ergebnisse bietet sich noch Gelegenheit, ein Urteil über den Wert der sogenannten Füllungsüberhitzung zu gewinnen. Der Ausgangspunkt für ihre Anwendung war rein betriebstechnischer Natur. Das war auch vollständig richtig. Eben deshalb ist es viel zweckmäßiger, alle Betrachtungen über diesen Gegenstand an die Wandungstemperatur zu knüpfen. Man will mit der Dampftemperatur wegen der Erhöhung der Wärmeausnutzung möglichst hoch gehen. Man will aber auch bei allen Temperaturen gleichgroße Betriebsicherheit haben. Das ist für

[1]) Z. 1896 S. 249.

[2]) Eine solche Maschine arbeitet heute noch in der Spinnerei Haußmann in Logelbach bei Colmar mit beinahe 100° C Ueberhitzung.

[3]) Bei neueren Messungen in der dampftechnischen Versuchsanstalt des Bayerischen Revisionsvereines hat sich die Temperatur am Deckel bis zu 40° C höher ergeben als am Mantel in der Mitte des Hubes.

gleiche Dampftemperatur mit steigender Füllung nach Fig. 37 nicht der Fall, *allerdings*, und darin liegt der Kernpunkt der ganzen Frage, eigentlich *nur dann*, wenn die Linie der Wandungstemperaturen die Linie der betriebstechnisch zulässigen Grenztemperatur schneidet. Um eine Maschine in richtiger Weise mit Füllungsüberhitzung ausrüsten zu können, muß demnach die höchstens zulässige Wandtemperatur des Zylinders, außerdem noch die Abhängigkeit der Zylinderwandtemperatur vom Füllungsgrad, für verschiedene Dampftemperaturen bekannt sein. Zeichnet man die letztere in Linien nach Fig. 39 auf, so liefern die Schnittpunkte dieser Linien mit der als konstant zu betrachtenden Höchsttemperatur unmittelbar die notwendige Veränderung der Dampftemperatur mit dem Füllungsgrad. Wäre die Grenztemperatur beispielsweise 190° C[1]), so würden sich für die Einzylinder-Auspuffmaschine als zusammengehörige Werte nach Fig. 39 die folgenden ergeben:

Füllungsgrad 20 vH; Dampftemperatur 350° C
» 35 » ; » 300° »

Liegt dagegen die Grenztemperatur bei 220° C, so würde die Anwendung der Füllungsüberhitzung bei Einzylinder-Auspuffmaschinen mittlerer Größe keinen betriebstechnischen Vorteil, sondern im Gegenteil einen wirtschaftlichen Schaden bedeuten.

Außerdem ist es für den praktischen Wert der Füllungsüberhitzung noch ganz wesentlich, daß die Arbeitsweise der Maschine den vorausgesetzten Unterschied in den Wandtemperaturen tatsächlich auch hervorruft. Es ist nicht anzunehmen, daß der weitaus häufigste Fall der rasch aufeinander folgenden Belastungswechsel starke Aenderungen der Wandtemperatur bewirken kann. Die Masse des Zylinders erfordert vielmehr eine ganz bestimmte Zeit, wenn der Beharrungszustand erreicht werden soll. Aber gerade der Fall der zeitlich weit auseinander liegenden Leistungsschwankungen ist verhältnismäßig sehr selten. Man könnte höchstens noch daran denken, daß bei der fast stets mit der Zeit eintretenden Steigerung der Leistung an Maschinen mit starker Ueberhitzung eine Beschränkung der Dampftemperatur möglich sein sollte. Allein diese einmalige Veränderung kann jederzeit am Kesselüberhitzer vorgenommen werden; einen Füllungsüberhitzer wird man sich ihretwegen nicht anschaffen.

Zusammenfassend soll nochmals hervorgehoben werden, daß *die Füllungsüberhitzung überhaupt nur dann in Betracht kommen kann, wenn*

1) *die Maschine bei allen Füllungen ganz in der Nähe der betriebsicheren Grenztemperatur arbeiten soll* und

2) *die Belastungsschwankungen zeitlich entsprechend weit auseinander liegen.*

Fraglich erscheint es hierbei, ob der Vorteil gegenüber dem Arbeiten mit einer konstanten, nur so hohen Temperatur, daß erst bei etwa 35 vH Füllung die betriebsichere Grenze erreicht wird, mit Rücksicht auf die Kosten des Füllungsüberhitzers ausreichend groß ist. Für Maschinen mit rasch wechselnden Belastungsschwankungen ist die Anwendung der Füllungsüberhitzung überhaupt zwecklos.

Als von wesentlichem Einfluß auf die gleitenden Teile ist oben schon das *Schmiermittel* sowie die *Schmierfähigkeit des Arbeitsmittels* selbst, also des Dampfes, bezeichnet worden. Bei gesättigtem Dampf ist stets Wasser im Zylinder. Schon aus der Rohrleitung wird selbst bei guten Wasserabscheidern stets Wasser in den Zylinder mitgerissen. Außerdem liegt die mittlere Wandtemperatur unter der Sättigungstemperatur. So nachteilig dieser Umstand vom wirtschaftlichen Standpunkt aus ist, so sehr ist er anderseits von Nutzen für die Erhaltung der gleitenden Teile. Mit zunehmender Ueberhitzung wird der Dampf immer trockener, der Zeitpunkt der eintretenden Sättigung verlegt sich immer mehr an das Ende des Hubes. Man kann sich vorstellen, daß namentlich von dem Augenblick an, wo die Wandtemperatur über die Sättigungstemperatur des eintretenden Dampfes steigt, die Schmierfähigkeit des Dampfes ziemlich erschöpft sein muß. Bei Dreizylindermaschinen ist dies am Hochdruckzylinder schon bei etwa 260° C Dampftemperatur zu erwarten, während Einzylindermaschinen hierzu über 300° C nötig haben. Es ist eigentlich selbstverständlich, daß mit der Zunahme der Trockenheit des Dampfes auch der Aufwand an Schmierstoff zunehmen muß. Solange der Dampf feucht ist, also selbst eine gewisse Schmierfähigkeit besitzt, ist es nicht sehr gefährlich, wenn zufällig oder durch Nachlässigkeiten in der Bedienung für kurze Zeit Unterbrechungen in der Oelzufuhr eintreten. Bei Dampf von mittlerer und starker Ueberhitzung darf das nicht vorkommen. Man muß deshalb die Schmiervorrichtungen selbsttätig einrichten, um sich von der Zuverlässigkeit der Bedienung möglichst unabhängig zu machen.

Um über den *Schmierölverbrauch* ein Urteil zu erlangen, hat man in neuerer Zeit damit angefangen, bei Versuchen an Dampfmaschinen auch ihn mitzubestimmen. Der Versuchstoff in dieser Richtung ist aber augenblicklich noch so gering, daß man nicht einmal sagen kann, ob die auf diese Weise zu erlangenden Ergebnisse überhaupt wirklichen praktischen Wert besitzen. Viel Hoffnung besteht aber nicht. Die Versuchsverhältnisse entsprechen nicht den gewöhnlichen Betriebsverhältnissen. Die Tageswerte sind in der Regel Schwankungen unterworfen. Die Grenze, bis zu der man heruntergehen kann, muß erst allmählich ausprobiert werden. Sie ist anders bei neuen als bei schon länger im Betrieb stehenden Maschinen. Es ist wahrscheinlich, daß man mit Erhebungen von *längerer Dauer* dem gesteckten Ziele näher kommen wird. Das Ergebnis derartiger Erhebungen ist nach den Angaben von 31 verschiedenen Betrieben in den Zahlentafeln 24 und 25 wiedergegeben. Absichtlich sind fast durchweg Maschinen mit starker Ueberhitzung ausgewählt worden. Die Erhebungsdauer ist verschieden von 2 bis zu 8 Jahren. In den Zahlentafeln sind außerdem noch angegeben: die Maschinenleistung, die Dampfspannung, der Oelpreis für 100 kg, sowie zum unmittelbaren Vergleiche die Zylinderölkosten für 1 PS-st. Aehnlich wie bei Erhebungen von andrer Seite über den gleichen Gegenstand[1]) haben sich diese Kosten unter sonst ähnlichen Verhältnissen sehr verschieden ergeben. Sie schwanken beispielsweise für Zweizylinder-Ventilmaschinen von 250 bis 500 PS zwischen 0,022 und 0,093 Pfg für 1 PS-st. Es zeigt sich aber auch ein ganz deutlicher Zusammenhang zwischen diesen Kosten und dem Preise des Oeles, indem mit einer einzigen Ausnahme (Betrieb 29) die Verbrauchskosten für die teuern Oele (80 bis 116 ℳ) stets auffallend höher sind als für die billigen (42 bis 80 ℳ). Es scheint hiernach, daß der Oelverbrauch nicht sehr vom Preise des Oeles abhängig ist und daß die Verwendung sehr teurer Oele unter Umständen gar keinen Vorteil bietet. Es sind sogar Fälle bekannt, wo man ursprünglich teure Oele anwendete, später aber zu ganz billigen Oelsorten überging, ohne einen Mehrverbrauch oder geringere Betriebsicherheit gegen früher feststellen zu können. Bekanntlich hat die immer mehr aufkommende mechanische Oelprüfung, wodurch die Reibungseigenschaften des Oeles festgestellt werden, gleichfalls gezeigt, daß der Preis des Oeles häufig zu seinem wirtschaftlichen Wert in keinem Verhältnis steht. Bei guten Heißdampfölen nimmt die innere Reibung bis etwa 250° C fortwährend ab. Oberhalb dieser Temperatur wird aber das Oel so dünnflüssig, daß es unter der Lagerbelastung aus den Gleitflächen herausgedrückt wird. Die gesamte Reibung wird deshalb mehr metallische als Oelreibung sein und mit weiterer Temperaturerhöhung immer mehr zunehmen. Aus diesem Grund empfiehlt es sich, bei Maschinen mit starker Ueberhitzung die spezifische Pressung zwischen Zylinder und Kolben möglichst gering zu halten, also auch das Kolbengewicht durch die Kolbenstange in möglichst kalt liegenden Stopfbüchsen tragen zu lassen. Da bei starker Ueberhitzung Zylinderwandtemperaturen bis über 200° C zu erwarten sind, können für die Schmierung unter diesen Umständen nur solche Oele verwendet werden, die noch über diese Grenze hinaus entsprechend dickflüssig bleiben. Dagegen erscheint es ganz unnötig, solche meist teuern Oele auch für die Schmierung des Niederdruckzylinders zu verwenden. Im Gegenteil: die billigeren

[1]) Nach den obigen Ausführungen liegt sie in Wirklichkeit höher.

[1]) Vergl. hierzu Zeitschr. Bayr. Rev.-Ver. 1903 S. 104.

Oele sind bei niedrigen Temperaturen den teuern hinsichtlich der Reibungseigenschaften meist überlegen und deshalb wirtschaftlich wertvoller. In Zahlentafel 25 sind 7 Betriebe aufgeführt, die den Niederdruckzylinder mit billigerem Oel schmieren als den Hochdruckzylinder. In einem Fall (Zahlentafel 24, Betrieb 4) wird der Niederdruckzylinder überhaupt nicht geschmiert.

Die Zylinderölkosten für 1 PS-st sind von der Maschinenleistung abhängig, weil die gleitenden Oberflächen langsamer zunehmen als die Leistung. Bei der Feststellung der mitt-

Zahlentafel 24.
Zylinder-Oel- und -Ausbesserungskosten für Zweizylinder-Ventilmaschinen von 100 bis 200 PS, nach den Angaben aus 15 verschiedenen Betrieben.

Betrieb Nr.	Zahl der Maschinen	durchschnittliche Leistung PS	Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs.	Dampftemperatur vor der Maschine (am Ueberhitzer) °C	Zylinderölpreis für 100 kg ℳ	Zylinderölkosten für 1 PS-st Pfg	gesamte bisherige Betriebsdauer der Maschine Jahre	tägliche Betriebszeit st	Ausbesserungskosten in 1 Jahre für 1 Maschine ℳ	Art der Ausbesserung	Bemerkungen
1	2	100	11	(425)	42	0,051	3	6	50	Stopfbüchsenpackungen	—
2	1	110	11	290	41,7	0,044	1,5	4,5	27	»	—
3	2	80 120	6 6	275 275	97,5	0,114	6 4	12 11	gering	—	—
4	1	125	10,5	315	80	0,094	4	24	—	H.-D.-Zyl. 1/10 mm ausgelaufen	N.-D.-Zyl. nicht geschmiert
5	1	130	10	230	52	0,041	4	24	150	—	—
6	2	135	10,5	250	68	0,042	5	10	0	—	—
7	1	150	12,5	320	63	0,033	5	23,5	0	—	—
8	1	160	10	230	52	0,069	4	24	—	—	—
9	3	180	11	360	100	0,187	4	10	240	—	—
10	1	190	11	340	47	0,033	5	12	50	Abschlußventil	—
11	1	200	11	300	86	0,107	4	10	—	—	—
12	1	200	11,5	330	55	0,040	3,5	10,5	0	—	Oelverbrauch durch Beimischung von Flockengraphit zurückgegangen
13	1	210	11,3	315	116	0,144	4,25	11,25	0	—	—
14	1	210	11,9	310	56,7	0,043	3	24	0	—	—
15	2	215	11,5	300	85	0,119	3	10,5	—	—	—
mittlere Zylinderölkosten für 1 PSi-st						0,077					

Zahlentafel 25.
Zylinder-Oel- und -Ausbesserungskosten für Zweizylinder-Ventilmaschinen von 250 bis 500 PS, nach den Angaben aus 16 verschiedenen Betrieben.

Betrieb Nr.	Zahl der Maschinen	durchschnittliche Leistung PSi	Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm abs.	Dampftemperatur vor der Maschine °C	Zylinderölpreis für 100 kg ℳ	Zylinderölkosten für 1 PS-st Pfg	gesamte bisherige Betriebsdauer der Maschine Jahre	tägliche Betriebszeit st	Ausbesserungskosten in 1 Jahre für 1 Maschine ℳ	Art der Ausbesserung	Bemerkungen
16	2	250	10,5	300	87,5	0,059	3,5	12	0	—	—
17	1	300	10,8	340	115 64	0,087	4,5	11,5	470	Kolben, Kolbenringe, Stopfbüchsenpackungen	H.-D.-Zyl. und N.-D.-Zyl. werden mit verschiedenen Oelen geschmiert
18	1	300	12	300	60	0,029	4	24	0	—	—
19	1	300	11	340	96,9	0,062	4	10,3	0	—	—
20	1	340	11,5	350	68 42	0,042	2,5	11	gering	—	H.-D.-Zyl. und N.-D.-Zyl. werden mit verschiedenen Oelen geschmiert
21	1	340	12	320	103 70	0,076	5	11,5	—	—	—
22	1	460	7,5	230	42	0,021	8	11	200	—	—
23	1	470	12	270	65	0,064	2,25	15	0	—	—
24	1	475	11	340	92	0,044	3,33	11	0	—	—
25	1	500	11	306	88	0,090	2,5	22	0	—	—
26	1	500	10,5	350	51 24	0,022	4	10	—	—	Kolbenringe einmal erneuert
27	3	270 580	10	290	50	0,043	3,5	12	0	—	—
28	1	550	11	300	75	0,093	2,4	9	0	—	—
29	1	1000	10,7	330	115 64	0,022	4	21,5	780	Kolben, Kolbenringe, Stopfbüchsenpackungen	Zwillingsmaschinen
30	1	1030	10	266	68 42	0,050	2,5	11	800	Stopfbüchsenpackungen	
31	1	1200	11	320	82 58	0,060	2,75	23	—	—	
mittlere Zylinderölkosten für 1 PSi-st						0,054					

leren Verbrauchzahlen wurde deshalb unterschieden zwischen Maschinen von 100 bis 200 PS und 250 bis 500 PS. Sämtliche Maschinen sind Zweizylinder-Ventilmaschinen, die heute weitaus gebräuchlichste Bauart. Die durchschnittlichen Kosten für Zylinderöl stellen sich für 1 PS-st

nach Zahlentafel 24

zu 0,077 Pfg für Zweizylindermaschinen von 100 bis 200 PS,

nach Zahlentafel 25

zu 0,054 Pfg für Zweizylindermaschinen von 250 bis 500 PS.

Nach den Erhebungen des Bayerischen Revisions-Vereines[1]) betragen sie bei gesättigtem oder mäßig überhitztem Dampf

für Zweizylindermaschinen von 100 bis 200 PS 0,040 Pfg
» » » 250 » 500 » 0,048 » .

Der letztere Wert ist wahrscheinlich zu hoch. Sicher ist aus diesen Zahlen nur zu erkennen, daß bei starker Ueberhitzung der Kostenaufwand für Zylinderöl größer ist. Für die zuverlässige Bestimmung des Unterschiedes gegenüber gesättigtem Dampf ist die Zahl der Erhebungen zu gering. Es erübrigt noch darauf hinzuweisen, daß dieser Unterschied nicht als die absolute Erhöhung der Schmiermittelkosten anzusehen ist, weil auch der Kostenaufwand an Maschinenöl für die übrigen Teile hierbei zu berücksichtigen ist. Der letztere beträgt für Zweizylindermaschinen von 100 bis 500 PS etwa 0,05 bis 0,07 Pfg für 1 PS-st, so daß selbst bei einer Erhöhung der Zylinderölkosten um 100 vH der Gesamtaufwand für Schmieröl nur um 30 bis 40 vH steigt.

Anfänglich wurde bei der Dampfüberhitzung viel davon gesprochen, daß die Abnutzung der mit dem Heißdampf in unmittelbare Berührung kommenden Teile größer sei als bei gesättigtem Dampf. Diese Frage kann natürlich ebenfalls nur durch Erfahrungen von längerer Dauer zuverlässig beantwortet werden. Die Zeit, seit der man gut gebaute Heißdampfmaschinen im Betrieb hat, ist noch nicht gerade lang. Immerhin gibt es, wie die Zahlentafeln 24 und 25 lehren, schon eine ganze Anzahl Maschinen, die ununterbrochen 4 bis 5 Jahre mit Dampftemperaturen bis zu 340° C arbeiten. Die beste Charakteristik für die Dauerhaftigkeit einer Maschine bilden die durchschnittlichen jährlichen Ausbesserungskosten für längere Betriebszeiten. Diese Zahlenwerte sind, soweit das möglich war, nach den Angaben der betreffenden Firmen in die Zahlentafeln aufgenommen worden. Außer der bisherigen gesamten Betriebsdauer sind noch die tägliche Betriebszeit sowie die einzelnen Maschinenteile angegeben, auf deren Erneuerung sich die Kosten beziehen. Man erkennt aus der Zusammenstellung, daß von 24 verschiedenen Maschinen mit teilweise sehr starker Ueberhitzung nur der vierte Teil jährliche Unkosten von über 100 *M*, daß hingegen mehr als die Hälfte der Maschinen überhaupt keine Kosten verursacht hat. Unter den letzteren befinden sich Maschinen, die schon 4 bis 5 Jahre teilweise im Tag- und Nachtbetrieb mit starker Ueberhitzung arbeiten. Maschinen mit auffallend großen Unkosten sind nur 2 vorhanden (Betrieb 17 und 20); bei ihnen mußten Kolben und Kolbenringe bereits erneuert werden. Sonst beziehen sich die Kosten fast nur auf die Beschaffung neuer Stopfbüchsenpackungen. Die Wahl eines harten Gußeisens für die Zylinderbahn und eines weichen für die Kolben nebst Ringen hat sich auch bei Heißdampfmaschinen gut bewährt.

Nach diesen Ergebnissen ist man wohl zu der Annahme berechtigt, daß gut gebaute Kolbenmaschinen selbst bei starker Ueberhitzung, eine sachgemäße Bedienung vorausgesetzt, keine ungewöhnliche Abnutzung aufweisen.

[1]) Zeitschr. Bayr. Rev.-Ver. 1903 S. 104.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. Mai 1905.

Bayerischer Bezirksverein.

Sitzung vom 17. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Schröter. Schriftführer: Hr. Beck

Anwesend etwa 200 Mitglieder und Gäste.

Hr. Artelt aus Potsdam (Gast) spricht über den neuzeitlichen Schiffbau für die Kriegsflotten. Nachdem er die verschiedenen Schiffsarten vorgeführt hat, bespricht er die Anfertigung der Schiffbauentwürfe und beschreibt die Bauplätze der kaiserlichen Werft in Kiel sowie verschiedener Privatwerften. Darauf gibt er ein anschauliches Bild von dem Bauvorgang von der Kiellegung bis zum Stapellauf, vom Ausbau, der Ausrüstung, der Probefahrt und der Abnahme. Ferner erörtert er die Aussichten der Dampfturbinen für Kriegsschiffe, die er als nicht besonders günstig bezeichnet, und führt schließlich Unterseebote vor.

Sitzung vom 7. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Lechner. Schriftführer: Hr. Beck.

Anwesend etwa 100 Mitglieder und Gäste.

Hr. Diesel hält einen Vortrag: Technische Reiseskizzen aus den Vereinigten Staaten.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten behandelt.

Eingegangen 1. Mai 1905.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 5. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Becker jun. Schriftführer: Hr. Raschig.

Der Vorsitzende teilt mit, daß die Mitglieder Aug. Belter, R. Berlin, H. Götze, H. Grundke, A. Löblich und F. Momberger gestorben sind. Die Versammlung erhebt sich zu Ehren der Dahingeschiedenen.

Darauf wird über Vereinsangelegenheiten, besonders über den Umbau des Vereinshauses beraten.

Alsdann spricht Hr. Siegm. Müller über neuere bewegliche Brücken in Nordamerika.

Eingegangen 8. Mai 1905.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 10. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Döderlein. Schriftführer: Hr. Scherer.

Anwesend 21 Mitglieder.

Die Versammlung beschäftigt sich mit Vorlagen zur Hauptversammlung 1905.

Darauf spricht Hr. Brauer über die Definition der indizierten Leistung von Gasmotoren. Der Vortragende bespricht den Meinungsstreit darüber, was als indizierte Leistung eines Gasmotors aufzufassen sei[1]), und kommt zu dem Schluß, daß es zweckmäßig sei, die indizierte Leistung einer Maschine stets als die algebraische Summe aller mit dem Indikator meßbaren Arbeiten zu definieren. Hiernach gehört auch die indizierte Arbeit der Luftpumpe und der Speisepumpe einer Dampfmaschine zur indizierten Gesamtarbeit, und wenn auch mitunter, ja sogar in der Regel, davon abgesehen wird, diese zu messen, so ist das nur als Vereinfachung des Versuches aufzufassen, deren Zulässigkeit nach der verhältnismäßigen Größe der Arbeiten und dem erforderlichen Genauigkeitsgrad zu beurteilen ist, und die bei strengeren Ansprüchen nicht zulässig ist. Zum Schluß bemerkt der Redner, daß die von mehreren Seiten empfohlene begriffliche Unterscheidung zwischen Verschiebungsarbeit oder Verdrängungsarbeit einerseits und Expansions- oder Kompressionsarbeit anderseits keine Berechtigung hat und experimentell undurchführbar ist, da alle diese Arbeiten das Indikatordiagramm gleichartig beeinflussen.

[1]) s. Z. 1905 S. 330, S. 517 u. f.

Eingegangen 1. Mai 1905.

Bezirksverein an der Lenne.

Sitzung vom 15. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Hase.

Anwesend 28 Mitglieder und 32 Gäste.

Hr. Lolling spricht über neuere ausgeführte Krane und Hebevorrichtungen. Einleitend weist er darauf hin, daß das Verdienst, den Kranbau, der anfangs von dem englischen abhängig war, in Deutschland selbständig gemacht zu haben, dem Ingenieur Rudolf Bredt gebühre, der nach längerem Studium des Kranbaues in England im Jahre 1867 als Inhaber der Firma Ludwig Stuckenholz in Wetter a. Ruhr den ersten Seillaufkran in Deutschland gebaut hat, bei dem die Winde mit fast allen Getrieben an das eine Ende des Kranes gelegt war. Die Anwendung der Wendegetriebe in Verbindung mit Reibkupplungen für die einzelnen Bewegungen war ein weiterer Fortschritt auf dem Gebiete des Kranbaues. Als nächstes Glied dieser Entwicklung schlossen sich Wellenkrane mit einer oder mehreren Wellen an, wobei besonders das Wendegetriebe ausgebildet wurde. Bredt führte bei diesen Kranen mit Erfolg Kipplager ein.

Eine vollständige Umwälzung erfuhr der Kranbau, als ihm seit 1887 die Elektrotechnik dienstbar gemacht wurde. Anfangs wurden Einmotoren-Laufkrane gebaut, doch war die Ausbildung des elektromotorischen Teiles damals noch mangelhaft und litt darunter, daß man sich stellenweise von den eingebürgerten Wendegetrieben und deren Kupplungen noch nicht trennen konnte. Die Firma Ludwig Stuckenholz baute den ersten Einmotorenkran in Deutschland. Den gesteigerten Ansprüchen an die Beweglichkeit und Geschwindigkeit der Krane konnten aber die Einmotorenkrane trotz mancher Vorzüge auf die Dauer nicht genügen, und so fanden, als sich der Bau der Elektromotoren, namentlich mit geringerer Umlaufzahl, entwickelt hatte, die Mehrmotorenkrane ausgebreitete Verwendung und haben sich in allen Betrieben, wo große Lasten häufig oder kleine Lasten rasch zu bewegen sind, z. B. in Gießereien, Montierhallen, Kesselschmieden, Hütten- und Walzwerken, als wirtschaftlich am vorteilhaftesten erwiesen. Der Redner bespricht den elektrischen Teil der Krane ausführlich und schildert die Vor- und Nachteile des Gleichstromes und des Drehstromes als Betriebskraft. Ersterer ist für den Kranbetrieb deshalb besonders geeignet, weil die fast ausschließlich angewandten Hauptstrommotoren im Gegensatz zu den Nebenschluß- und Verbundmotoren große Anzugkraft besitzen und ihre Umlaufzahl sich bei abnehmender Belastung selbsttätig erhöht, so daß die Arbeitsgeschwindigkeiten, die für die Höchstbelastung der Krane gelten, sich bei leichteren Lasten von selbst steigern, und zwar bis etwa zum doppelten Betrage für die Fahrbewegungen und zum dreifachen Betrage für das Heben des leeren Hakens. Der Drehstrommotor hat im allgemeinen den Vorteil der Einfachheit, wodurch sich die Betriebsicherheit und die Widerstandsfähigkeit vergrößern. Dem Nachteil, daß sich die Umlaufzahl bei Abnahme der Belastung nicht selbsttätig steigert, sucht man dadurch zu begegnen, daß man für Drehstromkrane größere Arbeitsgeschwindigkeiten wählt. Bei einzelnen Kranen kommen ausnahmsweise beide Stromarten zur Verwendung, z. B. bei der von Stuckenholz gelieferten Magnettransportanlage für die Aktiengesellschaft Phönix in Laar bei Ruhrort, wo zum Betriebe der Krane Drehstrom zur Verfügung stand, während für die Magnete Gleichstrom durch besondre Leitungen zugeführt werden mußte.

Der Vortragende geht nunmehr zu einer Beschreibung von Kranen über, und zwar zunächst solcher der Firma Stuckenholz. Unter anderm führt er die Laufdrehkrane auf der Germaniawerft in Kiel[1]) vor. Des weiteren bespricht er Ausführungen der Benrather Maschinenfabrik A.-G., der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg und der Gesellschaft für elektrische Industrie in Karlsruhe. Schließlich geht er auf Hebezeuge für das Eisenhüttenwesen ein. Er beschreibt einen für die Rheinischen Stahlwerke in Ruhrort von der Märkischen Maschinenbau-Anstalt in Wetter a/Ruhr gelieferten fahrbaren Gießkran für 18 t, der aus 2 gelenkig miteinander verbundenen Wagenteilen besteht, von denen der vordere die Kransäule trägt. Die Katze mit der Pfanne wird mittels Druckwassers verschoben; zum Schwenken des Kranes und zum Kippen der Pfanne dient ein Handwindewerk. Ferner gibt er eine Darstellung von Blockeinsetzmaschinen für Wärmöfen, Muldeneinsetzmaschinen für Siemens-Martin-Oefen, Tiefofenkranen für Gjerssche Gruben und Hebe- und Transportvorrichtungen beim Walzwerks- und Hochofenbetrieb der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-Aktiengesellschaft in Differdingen.

Darauf werden Eingänge und Vorlagen des Hauptvereines behandelt.

[1]) s. Z. 1905 S. 201.

Eingegangen 2. Mai 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 15. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohrbach. Schriftführer: Hr. Baetz.

Anwesend 18 Mitglieder und 1 Gast.

Der Vorsitzende teilt mit, daß der Bezirksverein am 6. April einen seiner Mitbegründer Hrn. Ed. Seeber in Ohrdruf, durch den Tod verloren habe. Die Versammlung erhebt sich zu Ehren des Verstorbenen von den Plätzen.

Nach Erledigung geschäftlicher Dinge spricht Hr. Bindewald über die Fortschritte der Gesetzgebung und der Praxis betreffend den Schutz des gewerblichen Eigentums. Er gibt einen Ueberblick über die Entwicklung der Schutzgesetzgebung auf gewerblichem Gebiet von den ersten Anfängen bis ins 16. Jahrhundert, wo Zunftsatzungen und Privilegien einen bescheidenen Schutz gewährten. Er erklärt, wie durch das allgemeine preußische Landrecht und durch die entsprechende Gesetzgebung in den einzelnen deutschen Staaten nach und nach die Schutzrechte verbessert und zuletzt in den jetzt noch bestehenden Gesetzen über Patente, Gebrauchsmuster und Warenzeichen zu der heutigen Vervollkommnung gelangt sind. Heute haben fast alle Kulturstaaten der Welt derartige Schutzgesetze. Vor dem ersten deutschen Patentgesetz bestanden Patente nur in Preußen, Bayern, Sachsen, Württemberg, Hannover und im Kurfürstentum Hessen; die übrigen Staaten erteilten nur Privilegien verschiedener Art.

Sodann verbreitet sich der Vortragende über die Bestimmungen der Patentgesetze im allgemeinen und insbesondre über die des deutschen Patentgesetzes. Er erklärt die Voraussetzungen eines Patentschutzes, die Bestimmungen über Anmeldung, Prüfung, Erteilung und Aufrechterhaltung, sowie die Strafbestimmungen, und läßt die gleichen Auseinandersetzungen bezüglich des Gebrauchsmustergesetzes folgen. Er gibt Beispiele für den Begriff des Ausübungszwanges und beleuchtet den Unterschied zwischen Patent und Gebrauchsmuster. Des weiteren bespricht er das Warenzeichengesetz und setzt auseinander, was man unter Warenzeichen, unter Freizeichen und unter Bild- und Wortzeichen versteht. Dann geht er zur Klarlegung des Gesetzes betreffend das Urheberrecht an Mustern und Modellen über und beleuchtet die grundsätzlichen Unterschiede zwischen Gebrauchsmusterschutz und Schönheitsmusterschutz.

Ferner bespricht der Redner die Urheberrechtsgesetze und das Gesetz zur Bekämpfung des unlauteren Wettbewerbs sowie ihre Geschichte.

Sodann erläutert er die Bestimmungen der internationalen Uebereinkunft zum Schutz des gewerblichen Eigentums, der Deutschland im Jahre 1903 beigetreten ist. Endlich gibt er eine statistische Uebersicht über die Zahl der Patente und deren Kosten in den verschiedenen Staaten.

Der Vortragende schließt seine Ausführungen, indem er die Worte des früheren Präsidenten des Patentamtes von Bojanowsky bei Einführung der Patentgesetznovelle 1891 anführt, und die darin gipfelten, daß die deutsche Technik und Industrie sich allein das Gesetz zu verdanken habe.

Darauf führt Hr. Gräfe eine Tantallampe, Hr. Dreyer eine Zeichenvorrichtung vor.

Eingegangen 1. Mai 1905.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 13. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Kießelbach. Schriftführer: Hr. Vierow.

Anwesend 85 Mitglieder und 25 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß die Herren Lentz und Boeddinghaus gestorben sind. Zum Andenken an die Verschiedenen erheben sich die Anwesenden.

Darauf spricht Hr. Stosch aus Bingen über Becquerel- und Radium-Strahlen. Ausgehend von den Röntgen-Strahlen verbreitet er sich über die Entdeckung der von dem Uran ausgehenden Strahlen durch Becquerel und über die Fortsetzung dieser Untersuchungen durch Curie und dessen Frau, die Entdecker des Radiums. Der Redner geht auf

die verschiedenen radioaktiven Stoffe und ihre Eigenschaften ein und erörtert die drei Arten von Strahlen, die von diesen Stoffen ausgehen. Des weiteren bespricht er die Wirkungen dieser Strahlen und gibt schließlich eine Uebersicht über die Elektronentheorie [1]).

Eingegangen 4. Mai 1905.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 24. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Benemann. Schriftführer: Hr. Stephan.

Hr. Prof. Spies (Gast) spricht über neuere elektrische Lampen. Ausgehend von den Strahlungsgesetzen erläutert er die Nernst-Lampe, die Osmiumlampe, die Tantallampe und die Quecksilberdampflampe.

Sitzung vom 4. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Benemann. Schriftführer: Hr. Stephan.

Hr. Benemann spricht über Konstruktion und Aufstellung des Leuchtturmes auf dem Roten Sande.

Darauf werden Vorlagen des Hauptvereines behandelt.

Eingegangen 1. Mai 1905.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Sitzung vom 5. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Reusch. Schriftführer: Hr. Weidler.

Anwesend 56 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten hält Hr. Prof. Dr. Pahde aus Krefeld (Gast) einen Vortrag: Vom Kerbholz bis zu den indischen (arabischen) Ziffern. Der Redner führt die Entwicklungsgeschichte des Zahlenbegriffes und der Ziffern vor.

Eingegangen 1. Mai 1905.

Siegener Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Januar 1905.

Vorsitzender: Hr. Münker. Schriftführer: Hr. Dorstewitz.

Hr. Dr. Bürner aus Berlin (Gast) spricht über die Rechte und Pflichten technischer Angestellter gegenüber ihren Arbeitgebern [2]).

Sitzung vom 14. Januar 1905.

Vorsitzender: Hr. Münker. Schriftführer: Hr. Dorstewitz.

Hr. Realgymnasial-Direktor Dr. Börner aus Elberfeld (Gast) spricht über das Wesen und die Vorzüge der Reformschulen. Wie er ausführt, ist das Kennzeichen der Reformschulen, verglichen mit den höheren Schulen der alten Art, ihr lateinloser Unterbau. In den drei untersten Klassen wird die lateinische Sprache nicht gelehrt; dieser Unterricht setzt erst in Untertertia ein. Bei den Reformschulen unterscheidet man zwei Systeme, das Altonaer und das Frankfurter; das letztere ist das verbreitetste, da unter den 80 Reformanstalten, die Ostern dieses Jahres bestehen werden, nur 10 nach dem Altonaer System eingerichtet sind. Dem lateinlosen Unterricht der drei untersten Klassen kann das Reformgymnasium jede andre Schulart angliedern, und zwar empfiehlt sich für Siegen eine Realschule, die ohne erhebliche Kosten eingerichtet werden kann. An Hand von graphischen Darstellungen erläutert der Redner den Unterrichtsgang der Reformschule und verschweigt auch die Mängel nicht, die diesem anhaften. Die Vorwürfe, die den Reformanstalten von gegnerischer Seite gemacht werden, sind jedoch nach den Ausführungen des Vortragenden gegenüber den praktischen Erfahrungen unhaltbar.

[1]) s. Z. 1904 S. 992.

[2]) Z. 1904 S. 174.

Sitzung vom 8. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Münker. Schriftführer: Hr. Dorstewitz.

Hr. Hädicke spricht über Niederschläge, Grundwasser und die Berechnung der Talsperren. Nach einem Rückblick auf die Verdienste des vor kurzem dahingeschiedenen Prof. Intze auf dem Gebiet der Wasserversorgung entwickelt er die übliche Theorie von der Entstehung des Grundwassers, wonach es lediglich als eine Folge der Niederschläge anzusehen ist. Er macht auf die Widersprüche aufmerksam, die diese Theorie gefunden hat, und die sich namentlich auf die Beobachtung beziehen, daß selbst der allerstärkste Regen nicht tiefer als 60 cm selbst in sandigen Boden einzudringen vermag, so daß es als ausgeschlossen erscheinen muß, daß der Regen in seiner Hauptmenge in die Tiefe gelangt und sich dort ansammelt, ganz abgesehen davon, daß die Pflanzendecke eine große Menge Wasser zu binden imstande ist. Auch läßt sich bei großen Trockenheiten manche Quelle nur schwer auf derartige Wasseransammlungen zurückführen, und noch weniger die Wasserstellen, die man häufig auf Bergen findet.

Nach einer kurzen Darlegung der Volgerschen Theorie der Wasserbildung im Erdinnern führt der Redner eine Reihe von ihm angestellter Versuche an, die den Nachweis erbringen, daß allerdings eine Kondensation des in der Luft enthaltenen Wassers im durchlässigen Boden stattfindet. Er zeigt durch einen Versuch, daß selbst sehr fester Zement und künstlicher Sandstein luftdurchlässig sind.

Ferner erläutert der Vortragende die Ergebnisse, die er auf einer Versuchstation erhalten hat, mit Hülfe einer Karte, auf der das Steigen und Fallen des Grundwassers zugleich mit den Aenderungen der Luftfeuchtigkeit angegeben ist. Daraus ist zu ersehen, wie das Grundwasser dem Steigen der Luftfeuchtigkeit folgt, so daß ein Zusammenhang beider außer Zweifel gestellt wird.

Eingegangen 3. Mai 1905.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 6. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Franzius. Schriftführer: Hr. Köhler.

Anwesend 12 Mitglieder.

Es werden Vereinsangelegenheiten verhandelt; insbesondre wird über einige Vorlagen zur Hauptversammlung 1905 beraten.

Bücherschau.

Zwangläufige Regelung der Verbrennung bei Verbrennungskraftmaschinen. Von Carl Weidmann. Berlin 1905, Julius Springer. Mit 35 Textfiguren und 5 Tafeln. Preis 4 *M*.

In der vorliegenden Schrift tritt der Verfasser mit Ernst und Eifer an die Lösung der schwierigsten Frage im Gasmaschinenbau heran, eine Frage, die, seitdem es eine Gasmotorenindustrie gibt, schon viele denkende Männer und Konstrukteure immer wieder von neuem beschäftigt hat, bisher aber noch der Lösung harrt: Wie machen wir die Gasmotoren von den Zufälligkeiten, wie sie die heutigen Konstruktionen aufweisen, unabhängig, wie regeln wir die Verbrennung zwangläufig?

Der Verfasser baut seine Arbeit auf den theoretischen Erwägungen über den günstigsten Kreisprozeß auf und gibt im ersten Teil: »Kreisprozeß und Arbeitsverfahren der Verbrennungskraftmaschinen«, eine interessante und knappe Darstellung der Idealdiagramme des Explosionsmotors und des Gleichdruckmotors, die in wärmetechnischer und in maschinentechnischer Hinsicht erschöpfend verglichen werden. Er bespricht dann die praktische Durchführung der Prozesse und beleuchtet kritisch die Zufallserscheinungen, welche die Gemischbildung und den Verbrennungsvorgang in der Explosionsmaschine beherrschen, in der hierbei »jede Gesetzmäßigkeit der Erscheinungen fehlt«. Diese Betrachtungen führen zu den an Präzisionsmaschinen zu stellenden Bedingungen: zwangläufige Regelung der Verbrennung und Verbrennung in einem möglichst wärmedichten Raum.

Im zweiten Teil des Buches: »Zwangläufige Regelung der Verbrennung«, werden die Grundlagen für einen Motor, der diese Bedingungen erfüllen und nach dem Gleichdruckverfahren arbeiten soll, weiter ausgebaut, die Konstruktionseigentümlichkeiten auf Grund der angestellten Erwägungen festgelegt und das Arbeitsverfahren rechnerisch unter Zuhülfenahme der Kolbenweg- und Druckdiagramme durchge-

führt und geprüft. Auch die Geschwindigkeitsverhältnisse und der Verbrennungsvorgang werden eingehend untersucht.

Das Grundgesetz und Kennzeichnende des Arbeitsverfahrens ist: Kompression der Luft im Arbeitszylinder, Kompression des Gases in einer besondern Gaspumpe, deren Kurbel derjenigen des Arbeitskolbens voreilt, und Verbindung beider Zylinder durch einen gekühlten Aufnehmer von geringem Querschnitt, in welchen hinein die Kompression gemeinsam erfolgt, ohne daß die besondre Ausbildung des Aufnehmers eine Mischung von Gas und Luft gestattet. Im Hubwechsel schiebt ein zwangläufig bewegter Verdrängerkolben das Gas entsprechend der Geschwindigkeit des Arbeitskolbens in den Arbeitszylinder; und ein besondrer Mischer sorgt für die Bildung eines gleichmäßigen Gas-Luft-Gemisches, das beim Eintritt in den Zylinder durch besonders angewärmte und zugeführte Zündungsluft entzündet wird. Da dieses Einbringen und Zünden des Gemisches zwangläufig in Uebereinstimmung mit der Bewegung des Arbeitskolbens durch die äußere Steuerung erfolgt, kann eine Spannungssteigerung nicht eintreten, und der Verbrennungsvorgang wird beherrscht.

Der Verfasser geht dabei mit großer Klarheit und Gründlichkeit zu Werke und beschränkt sich nicht darauf, theoretisch den Weg gewiesen zu haben, sondern gibt auch einen ins einzelne gehenden Entwurf einer Maschine, die mit zwangläufiger Verbrennungsregelung arbeitet, in Form eines vollständigen Beispieles. Die Konstruktionseinzelheiten veranschaulichen das Arbeitsverfahren vollkommen.

Wie diese an sich richtige Konstruktion, die auf richtigen Schlußfolgerungen aufgebaut ist, sich in der Praxis bewähren würde, das muß die Ausführung ergeben, da entscheidet der Versuch. Wohl aber soll noch darauf hingewiesen werden, daß eine nicht unbedeutende Komplikation der Maschine entsteht. Zu dem Arbeitszylinder mit seinem Getriebe kommen eine Gaspumpe, eine Spülluftpumpe, ein Verdrängerkolben hinzu. Damit wird die Zahl der bewegten Teile, besonders der Ventile, stark vergrößert. Nicht minder wichtig sind der Mischer, der Aufnehmer und die Zündung mittels von außen erwärmter Luft.

Die Schrift ist aber wert, in Fachkreisen beachtet und gelesen zu werden, da der Gedankengang außerordentlich reich und anregend ist. Siegling, Dipl.-Ing.

Grundzüge der Siderologie. Von Hanns Freiherr von Jüptner. III. Teil, 2. Abt. Die Hüttenmännischen Prozesse. Leipzig 1904, Arthur Felix. Preis 9 *M*.

Der letzte Teil der »Grundzüge der Siderologie« behandelt die hüttenmännischen Prozesse der Eisengewinnung. Die dabei sich abspielenden Vorgänge werden im Licht der physikalischen Chemie, und zwar mit besondrer Berücksichtigung der Gleichgewichtslehre, behandelt. Es zeigt sich hierbei, wie durch diese Beleuchtung eine tiefere Erkenntnis der bekannten Vorgänge gewonnen wird, und daß zum Teil auch neue Gesichtspunkte hervortreten. Namentlich gilt dies für die Vorgänge im Hochofen. Jedem, der sich auf diesem Gebiet unterrichten will, kann das Buch aufs wärmste empfohlen werden. Der vorliegende Band bildet eine wertvolle Ergänzung zu den vorhandenen Lehrbüchern. Die Darstellung ist in ihm harmonischer gehalten als in den früheren Abschnitten der »Siderologie«. Im ganzen kann man sagen, daß der letzte Teil einen sehr gut gelungenen Abschluß des ganzen Werkes bildet. E. Heyn.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Fernleitung von Wechselströmen. Von Dr. G. Roeßler. Berlin 1905, Julius Springer. 243 S. mit 60 Fig. und 7 Figurentafeln.

Vereinigung der Elektrizitätswerke. Statistik für das Betriebsjahr 1903/04 bezw. 1904. Bearbeitet von der Kommission für Statistik: Direktor Döpke (Vorsitzender), Direktor Blüthgen, Direktor Kuchenmeister, Direktor Melzer, Oberingenieur Meng, Direktor Prücker, Direktor Tellmann. Zu beziehen durch Direktor C. Döpke, Dortmund. 189 S. 4°. Preis 20 *M*.

Desgl. Beschreibender Teil nach dem Stande vom 31. Dezember 1904. 292 S. 8°. Preis 5 *M*.

Die Fabrikation der feuerfesten Steine. Von Friedr. Wernicke. Berlin 1905, Julius Springer. 107 S. Preis 3 *M*.

Veröffentlichungen der Deutschen Gesellschaft für Volksbäder. Herausgegeben von dem geschäftsführenden Ausschuß. III. Bd. 3. Heft. Berlin 1905, August Hirschwald. 139 S. 8°.

Amerikanische Dampfturbinen. Erweiterung eines am 2. Februar 1905 im Württembergischen Ingenieurverein gehaltenen Vortrages. Von A. Bantlin. Stuttgart 1905, Alfred Kröner. 76 S. 4° mit 104 Fig. Preis 3 *M*.

Der Einfluß des Rauches auf die Atmungsorgane. Von Dr. med. L. Ascher. Stuttgart 1905. Ferd. Enke. 66 S. mit 4 Fig. Preis 1,60 *M*.

Die Schaltungen der elektrischen Stellwerke nach den Systemen Siemens & Halske und Jüdel. Von Kroeber. Berlin 1905, Berliner Union Verlagsgesellschaft m. b. H. 15 S. mit 27 Fig. Preis 1 *M*.
Sonderabdruck aus Eisenbahntechnische Zeitschrift XI. Jahrgang Nr. 8 bis 10.

Postleitkarte 1 bis 11, Ausgabe 1905, bearbeitet im Kursbureau des Reichs-Postamtes. Berlin 1905, Berliner lithographisches Institut Julius Moser. Preis jeder Karte 60 Pfg.

Oldenbourgs technische Handbibliothek. Bd. IV: Der Eisenbau. Ein Handbuch für den Brückenbauer und den Eisenkonstrukteur. Von L. Vianello. München und Berlin 1905, R. Oldenbourg. 691 S. 8° mit 415 Fig. Preis 17,50 *M*.

Meyers Handatlas. Dritte Auflage mit 115 Kartenblättern und 5 Textbeilagen. Lieferung 7 bis 12. Leipzig und Wien 1905, Bibliographisches Institut. Preis pro Lieferung 30 Pfg.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Elektrotechnik. Gaisberg, L. Taschenbuch für Monteure elektrischer Beleuchtungsanlagen. 29. Aufl. München 1905. Oldenbourg. Preis 2,50 *M*.

— de Graffigny, H. L'Électricité pour tous. Paris 1905. Bernard. Preis 5 *M*.

— Holtze, H. Die Motoren zum Antrieb parallel arbeitender Wechselstromgeneratoren. [aus Die Gasmotorentechnik] Berlin 1905. Roll & Pickardt. Preis 1,50 *M*.

— Holzt, Alfr. Die Schule des Elektrotechnikers. Lehrgang für die angewandte Elektrizität. 4. (Ergänzungs-)Bd. Leipzig 1905. Schäfer. Preis 9 *M*.

— Klingenberg, Dr. G. Elektromechanische Konstruktionselemente. Skizzen. 7. Lfg. (Maschinen) Berlin 1905. Julius Springer. Preis 2,40 *M*.

— Kral, Joh. und Ernest. Elemente des Staats-Telegraphen- und Telephondienstes. 23. Aufl. Marchtrenk-Wels 1905. Wien: Gerold & Co. Preis 4,50 *M*.

— La Cour, Paul. Die Windkraft und ihre Anwendung zum Antrieb von Elektrizitätswerken. Leipzig 1905. Heinsius Nachf. Preis 2,40 *M*.

— Lutteroth, Ascan. Taschenbuch der wichtigsten Gleichstrommessungen im Laboratorium und in der Praxis. Hildburghausen 1905. Wittig. Preis 3,60 *M*.

— Markovitch, G. P. Spannungserhöhung in elektrischen Netzen infolge Resonanz und freier elektrischer Schwingungen. [aus Sammlung elektrotechnischer Vorträge] Stuttgart 1905 F. Enke. Preis 2,40 *M*.

— Maßnahmen, Empfehlenswerte, bei Bränden. Aufgestellt vom Verbande Deutscher Elektrotechniker auf der Jahresversammlung zu Dortmund Essen 1905. Berlin 1905. Julius Springer. Taschenformat: 10 Exemplare 0,25 *M*, 100 Exemplare 2 *M*. Reichsformat: 10 Exemplare 3 *M*, 25 Exemplare 6 *M*. Weniger als 10 Exemplare werden nicht abgegeben.

— Mazotto, D. La télégraphie sans fil. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 12,50 *M*.

— Philippi, Wilh. Elektrische Kraftübertragung. Leipzig 1905. S. Hirzel. Preis 16 ℳ.
— Roeßler, G. Die Fernleitung von Wechselströmen. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 7 ℳ.
— Schneider, N. H. Electrical instruments and testing. How to use voltmeter, ammeter, galvanometer. Potentiometer, ohmmeter, Wheatstone's bridge. London 1905. Spon. Preis 4,60 ℳ.
— Wagner, C. Das elektrische Glühlicht, sein Wesen und seine Erfordernisse für den Kleinbetrieb. 2. Aufl. Berlin 1905. S. Mode. Preis 1,80 ℳ.
— Zeda, U. Elektrische Glockensignale, Telephone und Blitzableiter. Beschreibung der einschlägigen Apparate nebst einigen praktischen Winken für den Installateur. Wien 1905. Hartleben. Preis 2 ℳ.
Erd- und Wasserbau. Schiffmann, C. Leitfaden des Wasserbaues. Leipzig 1905. J. J. Weber. Preis 7,50 ℳ.
Gesundheitsingenieurwesen. Bleivergiftungen in hüttenmännischen und gewerblichen Betrieben. Ursachen und Bekämpfung. Herausgegeben vom k. k. Handelsministerium. 1. Tl. Bericht über die Erhebungen in Blei- und Zinkhütten. Wien 1905. Hölder. Preis 2,60 ℳ.
Heizung und Lüftung. Dye, Frederick. A practical treatise upon warming buildings by hot water. London 1905. Spon. Preis 10 ℳ.
— Périssé, Raymond. Le chauffage des habitations par calorifères. Paris 1905. Masson & Co. Preis 2,50 ℳ.
— Wieprecht, Otto. Entwerfen und Berechnen von Heizungs- und Lüftungsanlagen. 3. Aufl. Halle 1905. C. Marhold. Preis 3 ℳ.
Hochbau. Heinzerling, Frdr. Der Eisenhochbau der Gegenwart. 1. Hft. Hochbauten mit eisernen Krag-, Pult-, Sattel- und Staffeldächern. 2. Aufl. Berlin 1905. W. & S. Loewenthal. Preis 18 ℳ.
Ingenieurwesen. Jakobi, Dr. Siegfried. Die Königlich Preußischen Maschinenbauschülen, ihre Ziele und ihre Berechtigungen, sowie ihre Bedeutung für die Erziehung und wirtschaftliche Förderung des deutschen Technikerstandes. Nebst Ratschlägen für den Besuch der Maschinenbauschulen. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 3 ℳ.
— Lueger, Otto. Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hülfswissenschaften. 2. Aufl. 2. Bd. Stuttgart 1905. Deutsche Verlagsanstalt. Preis 30 ℳ.
— Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondre aus den Laboratorien der technischen Hochschulen. Herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure. 24. Hft. Berlin 1905. Julius Springer in Komm. Preis 1 ℳ.
Kältemaschinen. Marchis, L. Leçons sur le froid industriel. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 16 ℳ.
Luft- und Wasserkraftmaschinen. Marks, G. Croydon. Hydraulic power engineering. A practical manual on the concentration and transmission of power by hydraulic machinery. 2. Aufl. London 1905. Crosby Lockwood. Preis 12,60 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Ueber die gebräuchlichsten Lampen für flüssige und gasförmige Brennstoffe. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Aug. 05 S.155/57*) Uebersicht über die Entwicklung des Beleuchtungswesens. Petroleum-Glühlichtlampe. Aufrechte und hängende Gasglühlichtlampen. Forts. folgt.

Osmiumlampenmessungen. (Z. f. Elektrot. Wien 3. Sept. 05 S. 527*) Untersuchungen des Technologischen Gewerbemuseums in Wien an sechs 16 kerzigen und sechs 25 kerzigen Lampen für 35 V Spannung ergaben einen Energieverbrauch von 1,6 W/HK bei 16 kerzigen und von 1,8 W/HK bei 25 kerzigen Lampen, sowie 2200 st mittlere Brenndauer.

Bergbau.

Zwei neue Bergwerksmaschinen mit elektrischem Antrieb in Belgien. Von Spier. (Glückauf 2. Sept. 05 S. 1105/17*) Beschreibung der elektrischen Anlagen auf den Kohlengruben der Usines et Mines de Houille du Grand Hornu bei Mons und der Société Anonyme des Charbonnages de l'Espérance et Bonne Fortune in Montegnée bei Lüttich.

Brennstoffe.

Heizwerte von Brennstoffen. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Aug. 05 S. 158/60) Zusammenstellung der Ergebnisse der Prüfungen im Laboratorium des Bayrischen Revisions-Vereines.

Dampfkraftanlagen.

Design and test of a modern factory steam-power plant. Von Hiller. (Proc. Inst. Mech. Eng. 04 Heft 4 S. 967/1055* mit 4 Taf.) Die Anlage der Bessbrook Spinning Co. wird von einer 1200 pferdigen Verbundmaschine mit Drehschiebersteuerung angetrieben. Ausführlicher Bericht über Versuche mit überhitztem Dampf.

Risse in Kesselblechen. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Aug. 05 S. 153/155*) Ergänzungen, insbesondre hinsichtlich der Prüfungsergebnisse verschiedener früher mitgeteilter Fälle. Forts. folgt.

Rasche Zerstörung von Dampfkesseln durch Korrosionen. Von Münter. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Aug. 05 S. 97/100) Die Bildung von Anfressungen bei den mit Grubenwasser gespeisten Dampfkesseln wird auf den Säuregehalt des Wassers und feine Braunkohlen- und Schwefelkiesteile zurückzuführen sein.

Die Parsons-Turbine. Von Bauer. (Z. f. Elektrot. Wien 3. Sept. 05 S. 528/26*) Grundsätzliche Anordnung und Wirkungsweise der Turbine. Laufräder, Schaufeln, Abdichtung der Welle, Druckausgleich, Lager und Regelung. Dampfverbrauch. Raumersparnis und Fundamente.

Abdampf von höherer Spannung zu Kochzwecken. (Z. Dampfk. Maschbtr. 30. Aug. 05 S. 327/28*) Besprechung eines Vortrages von Eberle über den wirtschaftlichsten Betrieb von Brauereianlagen. S. a. Zeitschriftenschau v. 26. Nov. 04.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.
Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenbahnwesen.

Railway construction in North China. Von Rigby und Leitch. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Band 2 S. 271/314* mit 1 Taf.) Beschreibung der Kunstbauten auf der Strecke Chinchou-Yingkow der chinesischen Staatsbahn. Rollendes Gut. Uebersicht über den Betrieb.

Die elektrische Zahnradbahn Brunnen-Morschach. (Schweiz. Bauz. 2. Sept. 05 S. 121/24*) Die Bahn hat bei rd. 2 km wagerechter Länge 257 m Steigung zu überwinden, wozu der Bau eines 292 m langen Tunnels und eines Lehnenviaduktes mit 6 Oeffnungen von je 8 m l. W. erforderlich war. Die größte Steigung beträgt 1,7 vH, der kleinste Krümmungshalbmesser 80 m und die Spurweite 1 m. Als Zahnschienen sind solche Strubscher Bauart verwendet. Schluß folgt.

The Brotan locomotive boiler. Von Hanbury. (Engng. 1. Sept. 05 S. 276/78*) Der von der Wiener Lokomotivfabriks-A.-G. Wien-Floridsdorf ausgeführte Lokomotivkessel von 1,80 qm Rost- und 148,7 qm Heizfläche für 12 at Ueberdruck besteht aus einem zylindrischen Feuerrohrkessel und einer Wasserrohr-Feuerbüchse, über denen Dampfsammler angeordnet und untereinander verbunden sind. Der Kessel wiegt insgesamt 8,1 t.

The Carnegie steel tie. (Eng. News 24. Aug. 05 S. 202*) Eiserne Schwelle von I-förmigem Querschnitt, deren unterer Flansch etwa doppelt so breit wie der obere ist.

Eisenhüttenwesen.

Moderne Einsetzmaschinen für Hüttenbetriebe. Von Müller. (Gießerei-Z. 1. Sept. 05 S. 580/88*) Die dargestellten Maschinen sind von Ludwig Stuckenholz in Wetter a/Ruhr gebaut. Beschickkrane für Siemens-Martinöfen.

Gewalzte Stahlräder für Eisenbahnwagen. (Stahl u. Eisen 1. Sept. 05 S. 997/1002*) Deutsche Wiedergabe der in Zeitschriftenschau v. 18. März 05 erwähnten Abhandlung von Vauclain.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The Damodar coal-line bridge: Midnapur-Iherria extension of the Bengal Nagpur Railway. Von Taylor. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Band 2 S. 315/25* mit 1 Taf.) Gitterträgerbrücke mit 5 Oeffnungen von je 49 m Spannweite und einer Oeffnung von 31 m Spannweite.

On the construction of a concrete railway viaduct. Von Wood-Hill und Pain. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Band 2 S. 1/61* mit 1 Taf.) Schilderung der Arbeiten bei der Herstellung des Cannington-Viaduktes, der 10 Bogen von je 15 m Spannweite hat. Die Höhe zwischen Schienenoberkante und Talsohle beträgt 28 m. Meinungsaustausch.

Elektrotechnik.

Hydro electric developments of the Ontario Power Company. I. (El. World 26. Aug. 05 S. 343/45*) Allgemeines über die Werke. Anlagen für die Wasserentnahme aus dem oberen Niagara.

Reactance E. M. F. and the design of commutating machines. Von Adams. (El. World 25. Aug. 05 S. 346/48) Rechnerische Untersuchungen.

Ueber die Dynamik der Lichtbogenvorgänge und über Lichtbogenhysteresis. Von Simon. (Elektrot. Z. 31. Aug. 05 S. 818/23*) Die Abhängigkeit von Strom und Spannung, dargestellt durch charakteristische Schaulinien. Grundsätze der Lehre von den charakteristischen Schaulinien. Untersuchungen über die Charakteristik

einer Gasstrecke als Teil eines Stromkreises. Die dynamische Charakteristik. Verfahren zum Messen der dynamischen Charakteristik. Charakteristiken für wachsende und fallende elektromotorische Kraft. Lichtbogenhysteresis. Schluß folgt.

Ein neuer Selbstanlasser. Von Jessen. (Elektrot. Z. 31. Aug. 05 S. 809/12*) Bei dem von C. Haushahn in Stuttgart gebauten Anlasser für Gleichstrommotoren werden die bei Einschalten des Ankers und Abschalten der Anlaßwiderstände auftretenden Spannungsänderungen und Stromstöße zum Betätigen der Schalter benutzt, die aus Hubmagneten bestehen.

Ein neues Modell des selbsttätigen Reglers, Bauart Thury. (Elektrot. Z. 31. Aug. 05 S. 824/28*) Darstellung der Verbesserungen an Thury-Reglern für Gleichstrom und Wechselstrom, einzelne Maschinen und Maschinengruppen, ausgeführt von H. Cuénod in Genf.

Erd- und Wasserbau.

A submarine rock excavator. Von Hepburn. (Eng. News 24. Aug. 05 S. 201/02*) Auf einem Prahm ist ein Holzgerüst errichtet, an dem ein Dampfzylinder befestigt ist, dessen verlängerte Kolbenstange einen Steinmeißel trägt.

Feuerungsanlagen.

Erfahrungen im Feuerungsbetrieb einfacher Ofen- und Kesselheizungen. Von Nies. (Gewerbl.-Techn. Ratg. 1. Sept. 05 S. 81/86*) Der Vortrag behandelt die Abhängigkeit der Konstruktion und Bedienung rauchschwacher Feuerungen vom Brennstoff und von der Anordnung der Heizflächen. Mittel zum Ueberwachen von Feuerungsanlagen. Schluß folgt.

Gasindustrie.

Braunkohlen- und Torfgeneratoren für motorische Zwecke. Von Zlamal. (Z. f. Elektrot. Wien 3. Sept. 05 S. 521/23*) Die Wirkungsweise gewöhnlicher Sauggasgeneratoren und ihrer Reinigungsvorrichtungen. Der Körtingsche Preßkohlengenerator. Generator der Ersten Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft. Angaben über den Körtingschen Generator für Torfvergasung.

Wood-gas for power purposes and gas-generators. Von Douglas. (Engng. 1. Sept. 05 S. 299/300*) Die Kraftgasanlage der Montezuma Copper Company in Nacozari, Mexiko, umfassend acht 80-pferdige und zwei 175 pferdige Gasmaschinen zum Antrieb von Drehstromdynamos, enthält zwei Generatorsätze, bestehend aus je zwei Generatoröfen, einem Kessel und einem Reiniger, und ein Root-Gebläse. Die Generatoren werden mit Eichenholz gespeist.

Gesundheitsingenieurwesen.

The Walworth sewer, Cleveland, Ohio. Von Parmley. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 05 S. 415/74* mit 9 Taf.) Eingehende Beschreibung des Baues des Hauptabwässerungskanales.

The sewerage of Douglas, Isle of Man. Von Stevenson und Kynaston. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Bd. 2 S. 239/70* mit 1 Taf.) Geschichtliches über die Entwicklung der städtischen Kanalisation. Konstruktionseinzelheiten der Sammelbehälter. Meinungsaustausch.

Some specialities of the system for flushing the new sewers of the City of Mexico. Von Gayol. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 05 S. 394/414* mit 8 Taf.) Lageplan der Entwässerungsleitungen. Konstruktionseinzelheiten. Reinigen und Spülen der Leitungen.

Gießerei.

Gießerei der Acme Foundry Co. zu Cleveland, Ohio. (Stahl u. Eisen 1. Sept. 05 S. 1018/20*) Die Gießerei ist nur für Stücke unter 50 kg aus lichtgrauem Guß bestimmt und umfaßt ein vierschiffiges Hauptgießereigebäude von 91,5 × 39,6 qm Grundfläche mit einem Kuppelofen von 1676 mm innerem Durchmesser und einem Flügelbau für den Kernraum, die Modellwerkstatt und ein Kessel- und Maschinenhaus. Angaben über Formerei, Schmelzerei, Kernformerei, Modell- und Kernkastenabteilung, Modellager, Putzerei, Heizung und Lohnabfertigung.

Gießereimaschinen und -einrichtungen. (Stahl u. Eisen 1. Sept. 05 S. 1014/18*) Gießerei-Pendelmühlen für Formsand, Kohle, Koks, Schamotte usw. Kernformmaschine mit Mischschnecke und Druckschnecke. Maschinen zum Formen von Schnecken und Schneckenrädern. Forts. folgt.

Die Zahnrad-Maschinenformerei. (Gießerei-Z. 1. Sept. 05 S. 590/95*) Maschinen von den Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken A.-G. vorm. S. Oppenheimer & Co. und Schlesinger & Co. in Hannover. Segment-Formmaschinen. Durchzugmaschinen. Formmaschine der Düsseldorfer Werkzeugmaschinenfabrik und Eisengießerei Habersang & Zinzen.

Der Formmaschinenbetrieb und das Schmelzverfahren zur Herstellung dünnwandigen Gusses. Von Meyer. Forts. (Gießerei-Z. 1. Sept. 05 S. 577/79) S. Zeitschriftenschau v. 2. Sept. 05.

Hebezeuge.

Electric cranes. Von Hill. (Proc. Inst. Civ. Eng. 05 Bd. 2 S. 368/85* mit 1 Taf.) Besprechung der zweckmäßigsten Ausbildung der einzelnen Getriebe von elektrischen Kranen.

Details of electric travelling cranes. Constructed by Messrs. Joseph Adamson & Co., Engineers, Hyde, Chesire. (Engng. 1. Sept. 05 S. 293* mit 1 Taf.) Die beiden für die Wallsend Slipway and Engineering Co. zum Bau eines der neuen großen Cunard-Dampfer hergestellten Laufkrane haben 28 m Spannweite und 65 t Tragfähigkeit. Führerstand und Fahrschalter sind an der Laufkatze angeordnet. Zwei weitere Krane gleicher Bauart sind für 70 und 100 t Tragfähigkeit bestimmt.

Kälteindustrie.

High-speed ammonia compressor. (Engng. 1. Sept. 05 S. 280*) Der von L. Sterne & Co. in Glasgow gebaute Kompressor hat zwei einander gegenüberliegende Zylinder, zwischen denen ein doppeltwirkender Tauchkolben angeordnet ist. Dieser wird durch eine Gabelstange bewegt, die durch Stopfbüchsen in das die beiden Zylinder verbindende abgeschlossene Gehäuse geführt ist. Die Saugventile sind am Tauchkolben, die Druckventile an den Zylinderdeckeln angebracht, die durch Federn innerhalb einer abgeschlossenen Druckkammer auf die Zylinderenden aufgepreßt werden.

Materialkunde.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen. Von Rudeloff. Forts. (Dingler 2. Sept. 05 S. 545/50*) Prüfmaschinen der Düsseldorfer Maschinenbau-A.-G. vorm. F. Losenhausen. Forts. folgt.

Der Einfluß der Temperatur bei der Bearbeitung von Eisen und Stahl. Von Olry und Bonet. Forts. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Aug. 05 S. 107/09*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05. Forts. folgt.

A preliminary report on the effect of combined stresses on the elastic properties of steel. Von Hancock. (Eng. News 24. Aug. 05 S. 209/10*) Die Versuche wurden im Laboratorium der Purdue-Universität in Lafayette gemacht. Beschreibung der Versuchseinrichtungen und Zusammenstellung der Ergebnisse.

Impact tests on the wrought steels of commerce. Von Seaton und Jude. (Proc. Inst. Mech. Eng. 04 Heft 4 S. 1135/1230* mit 11 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 10. Dez. 04 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

The work of the Alloys research committee. Von Merrett. (Proc. Inst. Mech. Eng. 04 Heft 4 S. 1319/52* mit 4 Taf.) Zusammenstellung der in den bisherigen 6 Berichten enthaltenen Ergebnisse.

Heat treatment experiments with chrome-vanadium steel. Von Sankey und Smith. (Proc. Inst. Mech. Eng. 04 Heft 4 S. 1235/1317* mit 13 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 7. Jan. 05 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Accidental breakage of winding ropes in mines. Von Perry. (Engineer 1. Sept. 05 S. 223/24*) Theoretische Untersuchung über die Ursachen des Zerreißens von Förderseilen.

Notes on concrete. Von Sankey. (Engng. 1. Sept. 05 S. 269/70*) Erläuterungen über die zweckmäßige Zusammensetzung von Beton aus Zement, Steinschlag und Sand sowie über das erforderliche Wasser zum Mischen.

Mechanik.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. Forts. (Dingler 2. Sept 05 S. 557/59*) Untersuchung einiger Fälle, bei denen der Widerstand während einer Umdrehung nicht konstant ist. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Continuous double diagram indicator. (Am. Mach. 2. Sept. 05 S. 215/16*) Die von Dobbie Mc Innes Ltd. in Glasgow gebaute Vorrichtung nimmt gleichzeitig die Diagramme von beiden Zylinderenden auf, zählt die Umdrehungen der Maschine und schreibt die Dauer des Versuches auf.

Metallbearbeitung.

Armor plate sawing. (Iron Age 24. Aug. 05 S. 465/66*) Die von der Niles-Bement-Pond Co. in New York gebaute Maschine hat einen fliegend gelagerten Scheibenfräser von 1850 mm Dmr., der an beiden Flächen mit Messern besetzt ist. Die Spindel wird durch ein Schneckenvorgelege von einem 50 pferdigen Elektromotor angetrieben; die Maschine stellt Schnitte von 33 mm Weite her. Mitteilung über bemerkenswerte Leistungen.

A set of forging dies. Von Sandieson. (Am. Mach. 2. Sept. 05 S. 216/17*) Der dargestellte Eisenbahnwagenteil wird unter zweimaligem Erhitzen in drei Arbeitstufen hergestellt.

Dies for the Ajax forging machine. Von Uren. (Am. Mach. 2. Sept. 05 S. 213/15*) Herstellung verschiedener Schmiedeteile für Eisenbahnkupplungen.

Shop tools and methods. Von Le Card. (Am. Mach. 2. Sept. 05 S. 210/11*) Darstellung verschiedener Werkzeuge und Geräte.

An indexing drill jig. Von Popplewell. (Am. Mach. 2. Sept. 05 S. 208/10*) Die dargestellte Einrichtung dient zum Bohren geneigter Löcher in ein bestimmtes Werkstück.

Shop notes from Pueblo. (Am. Mach. 2. Sept. 05 S. 205/06*) Werkzeug zum Einwalzen von Röhren bei Lokomotivkesseln. Einrichtung zum Drehen von elliptischen Körpern. Richtvorrichtung für Drehbänke.

Motorwagen und Fahrräder.

Electric automotor omnibuses. I. Von Cottrell. (Engineer 1. Sept. 05 S. 210/12*) Anlage der Oberleitung und der Stromabnehmer bei gleislosen Bahnen. Allgemeines über Konstruktionseinzelheiten einiger Omnibusse.

Pumpen und Gebläse.

Variable-stroke pump. (Engng. 1. Sept. 05 S. 275*) Die von Hayward-Tyler & Co. in London für elektrischen Antrieb gebaute dreizylindrige Pumpe hat für jede Kolbenstange zwei übereinander sitzende Exzenter, von denen das äußere mit 1/4 Hub des inneren durch ein Zahnradgetriebe so auf dem inneren Exzenter verdreht werden kann, daß der Gesamthub von null bis 1/2 des inneren Exzenters eingestellt wird. Die Maschine wird in sieben Größen bis zu einer Leistung von rd. 0,75 cbm/min bei 180 m Druckhöhe ausgeführt.

Schiffs- und Seewesen.

The dynamics of screw propellers. Von Smith. (Engineer 1. Sept. 05 S. 205/06) Theoretische Erörterungen über den Entwurf und die Verwendung von Schiffschrauben.

Textilindustrie.

Ueber Betrieb von Baumwollspinnereien mittels elektrischer Motoren. (Leipz. Monatschr. Textilind. Aug. 05 S. 215/17) Vortrag, gehalten vor der New England Cotton Manufacturers Association über die Vorteile des elektrischen Einzelantriebes.

Flugschützer für Ringspinnmaschinen. (Leipz. Monatschr. Textilind. Aug. 05 S. 218/19*) Eine Robert Oberesser in Paris patentierte Vorrichtung, die den Zweck hat, den Staub und Flug vom Faden an den Spindeln abzuhalten.

Krempelsatz mit selbsttätiger Ueberführung des Fasergutes. (Leipz. Monatschr. Textilind. Aug. 05 S. 223*) Bei dem von Oskar Schimmel & Co. A.-G. in Chemnitz gebauten Krempelsatz sind, um bei Veränderung der Florstärke das Verhältnis der Arbeitsgeschwindigkeit der Krempeln untereinander aufrecht zu erhalten, alle Zu- und Abführungen von einer Stelle aus zwangläufig geregelt.

Die Vorbereitung und Spinnerei von Kammgarnen nach französischem und englischem System. Forts. (Oesterr. Woll- u. Leinenind. 1. Sept. 05 S. 1093/94) Angaben über Spindelgeschwindigkeiten, Zylinderabmessungen und Umdrehungszahlen.

Unfallverhütung.

Gefahren der Dampfkesselreinigung. Von Hauck. Forts. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Aug. 05 S. 100/06*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05. Verhütung von Unfällen außerhalb der Dampfkessel.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

A scientific investigation into the possibilities of gas-turbines. Von Neilson. (Proc. Inst. Mech. Eng. 04 Heft 4 S. 1061/1181*) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 12. Nov. 04 erwähnten Vortrages. Wiedergabe des ausführlichen Meinungsaustausches.

Large gas engines. Von Mathot. Schluß. (Engng. 1. Sept. 05 S. 295/99*) S. Zeitschriftenschau v. 2. Sept. 05.

Wasserversorgung.

Progress of work on the new water supply of Cincinnati, O. (Eng. News 24. Aug. 05 S. 194/95*) Das Wasserwerk ist für eine tägliche Leistung von 228 000 cbm bestimmt. Schilderung des Standes der Arbeiten beim Bau der Hauptleitungen.

Rundschau.

Das Vorkommen von Erdöl.

Die ersten Schritte zur industriellen Ausbeutung von Erdöl wurden ungefähr um das Jahr 1830 getan. Seit dieser Zeit begann die Erschließung der seit altersher bekannten Erdöllager bei Baku am Kaukasus in größerem, sich von Jahr zu Jahr steigerndem Maße. Die allgemeine Verbreitung des Erdöles und seiner Destillate, insbesondre des Petroleums, hat um das Jahr 1860 mit der Gewinnung von Erdöl im amerikanischen Staate Pennsylvanien begonnen. Heute sind nahezu in allen Ländern der Erde Erdöllager erschlossen, von denen für den deutschen Markt außer Rußland und Amerika insbesondre Rumänien, Galizien und in allerneuester Zeit die Fundstätten im eigenen Land in Betracht kommen. Zu diesen Plätzen in Deutschland mit abbauwürdigen Oellagern gehört in erster Linie Pechelbronn im Elsaß, wo die industrielle Ausbeutung bereits seit mehreren Jahren erfolgt, ferner die Gegenden um Oelheim bei Peine und Wietze bei Celle in Hannover. Schließlich sind noch bei Heide in Holstein Versuchsbohrungen niedergeführt, die vor kurzem auch günstige Ergebnisse geliefert haben sollen.

Ueber die Entstehung des Erdöles ist man bis heute nur auf Mutmaßungen angewiesen. Die wahrscheinlichste Theorie, die sowohl auf wissenschaftlichen Untersuchungen als auch auf praktischen Darlegungen beruht, nimmt an, daß das Oel tierischen oder pflanzlichen Ursprunges sei. Dies wird so erklärt, daß vor Jahrtausenden bei den Umwälzungen, denen die Oberfläche der Erde unterworfen gewesen ist, durch die Fluten große Massengräber von Tieren, vor allem Seetieren, zusammengeschwemmt sind. In der Folgezeit haben sich Schlamm- und Sandmassen, Ton usw. über den faulenden Stoffen gesammelt; es haben sich daraus freie Fettsäuren abgeschieden, und aus diesen hat sich dann unter Druck und Wärme das Oel gebildet[1]). Bei der Bildung des Oeles aus Pflanzenteilen sollen vorzugsweise Tange in Betracht gekommen sein, die unter Einwirkung von Salzwasser gestanden haben, während sich anderseits aus den faulenden Pflanzenmengen, die mit Süßwasser in Berührung gekommen sind, Steinkohle gebildet hat. Die Richtigkeit dieser Theorien wird durch die Ergebnisse von Versuchen bestärkt, indem es gelungen ist, auf künstlichem Wege aus Fischtran bei einer Erwärmung auf 400° und bei 25 at Druck größere Mengen von Petroleum herzustellen und aus Tang durch den Umsetzungsprozeß der Fäulnis Wachsfett auszuscheiden, und zwar aus 300 g Tang rd. 10 g Wachsfett. Daß man fast überall, wo Erdöl auftritt, auch auf Salzlager gestoßen ist, spricht weiter für diese Annahme. An allen Stellen der Erde gehören ferner die ölführenden Schichten jüngeren Formationen an, in denen bereits organisches Leben nachzuweisen ist. Die hier vorkommenden Gesteine zeigen überall, daß sie aus einem Meerwasser entstammen, das von Tieren und Pflanzen bewohnt gewesen ist. Die ölführenden Schichten sind meistens von Lagern aus porösem Sandstein umschlossen, die in Verbindung mit bunten Tonen, Mergeln usw. stehen.

[1]) Nach einem Vortrage von Hoyer im Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 20. Aug. 1904; s. auch Z.

Sehr verschieden sind die Tiefen, aus denen das Erdöl erbeutet wird. Die durchschnittliche Tiefe beträgt etwa 100 bis 300 m, es gibt aber auch Stellen, z. B. auf der Insel Tscheleken, in der Nähe von Krasnowodsk an der Ostküste des Kaspischen Meeres, wo bereits in 40 m Teufe abbauwürdige Erdöllager gefunden sind. Wie tief man gehen kann, hängt von den Kosten der Bohrarbeit ab. Das tiefste Bohrloch für Erdöl ist unlängst in den Vereinigten Staaten bis rd. 1700 m niedergeführt, wobei am Grund eine Temperatur von + 54° festgestellt worden ist.

Ueber die Mächtigkeit der Erdöllager auf der ganzen Welt und über die Aussichten für die Zukunft kann man sich nur an Hand der Angaben über die bisherige Gewinnung ungefähr ein Bild machen. Unter Berücksichtigung der geologischen Verhältnisse der Erde und auf Grund der von Jahr zu Jahr sich steigernden Ausbeute darf man annehmen, daß noch sehr große Mengen Erdöl der Erschließung harren und daß eine Erschöpfung der Lager nicht so leicht zu befürchten ist.

Die Zusammensetzung des Erdöles an einer und derselben Lagerstätte ist oft sehr verschieden und demgemäß auch die Ausbeute der daraus gewonnenen Produkte. Das spezifische Gewicht liegt zwischen 0,79 und 0,95. Eine Uebersicht über die spezifischen Gewichte und die Siedepunkte von Erdölen aus verschiedenen Lagern gibt nachstehende Zusammenstellung.

	spez. Gew. bei 17°	Siedepunkt °
Pennsylvanien 1	0,8175	82
» 2	0,8010	74
Galizien (Sloboda)	0,8235	90
Baku (Bibi Eibat)	0,8590	91
» (Balachany)	0,8710	105
Rumänien (Campina)	0,846	—*
Texas (Beaumont)	0,9206	150
Elsaß (Pechelbronn)	0,9075	135
Hannover (Oelheim)	0,8990	170
» (Wietze 1)	0,86 bis 0,89	64 bis 66
» (» 2)	0,92 bis 0,94	—

Von den einzelnen Erdöl hervorbringenden Ländern sei zunächst Rußland betrachtet. Hier sind es vornehmlich die Gegenden um Baku am Kaspischen Meer und um Grosny am nördlichen Abhange des Kaukasus, wo Erdöl in großen Mengen gewonnen wird. Die hauptsächlichsten Oelfelder um Baku sind Balachany, Sabuntschi, Romany und Bibi Eibat. Letzterer Ort hat den reichsten Oelgrund, aus dem im Jahre 1903 mit 174 Brunnen rd. 1912000 t Erdöl gewonnen wurden; die Tiefe der Brunnen betrug dabei durchschnittlich 230 m. Ueber die Gesamtausbeute an Erdöl in der Gegend um Baku, über die dabei geleistete Bohrarbeit usw. gibt die folgende Zusammenstellung, welche den Zeitraum von 10 Jahren umfaßt, Auskunft.

Jahr	Anzahl der in Betrieb befindlichen Brunnen und Fontänen	Gesamtausbeute Mill. t	Ausbeute aus den Fontänen Mill. t	Ausbeute aus den Brunnen Mill. t	Durchschnittsausbeute des einzelnen Brunnens t	Anzahl der neuen Brunnen	mittlere Tiefe der Brunnen m	geleistete Bohrarbeit m
1893	458	5,30	1,77	3,53	11560	60	226	23058
1894	532	4,85	0,99	3,86	9110	105	238	25718
1895	604	6,14	1,82	4,32	10180	158	242	41728
1896	735	6,28	1,41	4,87	8560	209	254	56052
1897	904	6,86	1,43	5,43	7630	301	256	79682
1898	1107	7,91	1,84	6,07	7150	469	262	116242
1899	1357	8,56	1,31	7,25	6300	582	266	171646
1900	1710	9,79	1,00	8,79	5720	471	278	166282
1901	1924	10,92	1,59	9,33	5680	282	290	151566
1902	1840	10,36	1,53	8,83	5640	171	308	80780
1903	1850	9,70	0,87	8,83	5590	234	322	98710

Der Rückgang in den letzten beiden Jahren ist hauptsächlich auf die anhaltend schlechten Preise für Erdöl, die in vielen Fällen eine Ausbeute der Bohrlöcher nicht verlohnten, und auf Arbeiterausstände zurückzuführen[1]). Die Kosten für ein Bohrloch von rd. 300 m Tiefe betragen in Baku im Durchschnitt 20000 bis 25000 Rubel, doch kann sich diese Summe durch unvorhergesehene Zwischenfälle — Brechen des Bohrgestänges, Steckenbleiben der Bohrer, Wassereinbruch usw. — auch leicht auf 100000 Rubel erhöhen. Bei den von Jahr zu Jahr tiefer getriebenen Bohrlöchern werden sich die Bohrkosten natürlich steigern. Diesen erhöhten Betriebskosten entsprechen aber nicht immer die Marktpreise, welche z. B. in Baku im April 1900 für 1 kg 2,36 Pfg, im Dezember 1901 0,72 Pfg, im März 1903 1,02 Pfg und im Dezember 1903 2,11 Pfg betrugen. Aus den Zahlen in der vorhergehenden Zusammenstellung läßt sich auch ein Schluß auf die Aussichten für die Erdölgewinnung in Baku in der Zukunft ziehen. Obwohl die Brunnen in den letzten 10 Jahren beinahe um 1/3 vertieft sind, hat sich die durchschnittliche Ausbeute für den einzelnen Brunnen um die Hälfte vermindert. Die Steigerung der Gesamtausbeute in der obigen Zusammenstellung erklärt sich, außer durch die große Vermehrung der Brunnen, hauptsächlich auch dadurch, daß die Ausbeute aus Fontänen, welche natürlich die geringsten Betriebskosten verursachen, nicht allzu großen Schwankungen unterworfen war; hierbei ist das Jahr 1903 nicht berücksichtigt, in dem eine Anzahl Fontänen durch Feuer zerstört worden sind. Nach den neuesten Meldungen hat sich im Jahre 1904 dagegen eine ganz erhebliche Abschwächung der Fontänenausbeute gezeigt.

[1]) Seit der Niederschrift dieser Zeilen ist die russische Erdölindustrie noch weiter bedeutend zurückgegangen; vornehmlich in dem kaukasischen Erdölgebiet haben die immer heftiger werdenden revolutionären Ausschreitungen zeitweise die Betriebe vollständig unterbrochen.

Das rohe Erdöl wird von den Brunnen auf den Balachany-, Romany- und Sabuntschi-Feldern durch Rohrleitungen, von Bibi Eibat über See in Fässern nach den Raffinerien in Baku befördert. Eine rd. 800 km lange Rohrleitung, welche das Petroleum aus den Raffinerien in Baku unmittelbar nach dem Verschiffungshafen Batum schaffen soll, ist zum Teil schon im Betrieb, zum Teil in der Ausführung begriffen.

Die Grosnyer Erdölgewinnung ist jüngeren Datums. Die ersten Bohrungen wurden hier im Jahr 1893 niedergeführt und im Jahre 1896 ein zweites Feld erschlossen. Die Ausbeute beider Felder zeigt folgende Zusammenstellung:

Jahr	Anzahl der Brunnen	Gesamtausbeute t	Ausbeute aus Fontänen t	Ausbeute aus Brunnen t
1902	139	529 000	175 000	354 000
1903	136	553 000	259 600	293 400

Für die Beurteilung der Gesamtausbeute an Erdöl in Rußland kommen bisher nur die Gegenden um Baku und Grosny in Betracht. Ueber die Menge des sonst noch in geringen Mengen an andern Orten gewonnenen Petroleums liegen keine Angaben vor.

Seit 1902 ist Rußland, das vom Jahr 1898 ab an der Spitze der Erdöl hervorbringenden Länder stand, wieder von den Vereinigten Staaten von Amerika überflügelt worden. Es nimmt dies auch nicht wunder, wenn man die gewaltige Fläche in Nordamerika berücksichtigt, s. Fig. 1, über welche hier das Erdöl verteilt ist. Im Verhältnis zu dem sehr geringen Umfang, den die Erdöllagerstätten in Rußland einnehmen, steht die Ergiebigkeit in diesem Lande nach wie vor unerreicht da.

Fig. 1.
Erdölfelder in Nordamerika

Eine Uebersicht über die Erdölgewinnung in den Vereinigten Staaten seit dem Jahr 1880 geben die Schaulinien in Fig. 2. Hierbei dürften auch die Preise interessieren, die im Durchschnitt in Amerika gezahlt worden sind, und die, beeinflußt durch den Petroleumtrust, in sehr schwankendem Verhältnis zu der jeweiligen Ausbeute stehen.

Von den einzelnen Staaten der nordamerikanischen Republik stand im Jahr 1902 bis 1903 Kalifornien an erster Stelle. Pennsylvanien, wo die Erdölgewinnung am längsten betrieben wird, zeigt in den letzten Jahren geringere Ausbeuten. Die Entdeckungsgeschichte der einzelnen Erdölfelder weist zum Teil sehr sonderbare Zufälligkeiten auf. Bemerkenswert ist die Erschließung der Oelquellen bei Beaumont in Texas durch den Oesterreicher F. Lucas in den Jahren 1900/1901. Man hatte hier bis zu einer Tiefe von 352 m gebohrt, als plötzlich das Oel in einem mächtigen Strahle hervorschoß, wobei es rd. 180 m Bohrrohr von 100 mm Dmr. mit sich riß und hoch in die Luft schleuderte. Die Fontäne hatte rd. 150 mm Dmr. und sprang mit 45 bis 60 m Höhe 9 Tage lang, ehe es unter großen Schwierigkeiten gelang, sie durch ein mit Ventilen versehenes, starkes Rohr zu fassen. Innerhalb dieses Zeit-

raumes betrug der tägliche Ausfluß nahezu 10000 t und übertraf hiermit weitaus die Leistung aller bisher erbohrten Fontänen. Um das ungehindert auslaufende Erdöl vorläufig bis zum Abfangen der Fontäne zu fassen, schuf man durch Aufwerfen eines Erddammes eiligst einen künstlichen See. Leider brach der Damm, das Erdöl fing Feuer, und ein Vorrat von rd. 40000 t verbrannte, zum Glück ohne die Fontäne, die man durch aufgeworfenen Sand geschützt hatte, zu entzünden.

Nach dem Schlagen der Lucas-Fontäne dauerte es nicht lange, bis das umliegende Gelände in größtem Maße von einer Anzahl Gesellschaften und von Privatunternehmern ausgebeutet wurde, obwohl bei den verhältnismäßig großen Tiefen, bis zu welchen gebohrt werden mußte, die Erschließungskosten sehr hoch — durchschnittlich 7200 $ für das Bohrloch — waren. Die großen Erdölfunde führten zu einer vollständigen Neubildung und einer Umwälzung von bereits bestehenden Industrien. Mächtige Raffinerien, elektrische Kraftwerke, Zementfabriken usw. entstanden in der Umgegend. Fast sämtliche Texas und die benachbarten Staaten berührenden Eisenbahnlinien führten Feuerungen für flüssigen Brennstoff auf ihren Lokomotiven ein, und auch auf vielen Seeschiffen wurde Rohöl sowie der nach dem Raffinieren verbleibende sehr billige Rückstand verwendet. Infolge der einfacheren und ergiebigeren Benutzung des Erdöles zur Dampferzeugung hat sich der Kohlenumsatz in jener Gegend bedeutend verringert.

Die Erdölfelder sind mit den Hafenplätzen an der nahegelegenen Küste des mexikanischen Golfs durch Rohrleitungen verbunden; von hier wird das Petroleum für den überseeischen Verkehr in Tankdampfer verladen, während das amerikanische Binnenland auf dem Schienenwege versorgt wird.

Fig. 2.
Ausbeute und Preise amerikanischen Petroleums.

Wie schon vorher erwähnt, erzeugt Kalifornien von allen nordamerikanischen Staaten zurzeit die größte Menge Erdöl; in bezug auf den Wert steht das kalifornische Rohöl jedoch an letzter Stelle, da einerseits die Standard Oil Company, welche mit den Eigentümern der Petroleumquellen Verträge abgeschlossen hat, die Preise bedeutend herabgesetzt hat, anderseits die Ausbeute an Petroleum aus dem kalifornischen Rohöl geringer als aus dem Erdöl der andern Staaten ist.

Die Ausbeute europäischer Erdölfelder steht weit hinter der russischen und amerikanischen zurück. Immerhin kommt sie für den deutschen Markt in steigendem Maß in Betracht, und auch die Aussichten für die Zukunft sind günstig, da die europäischen Oelfelder noch nicht lange bearbeitet und auch noch neue Lager erschlossen werden. Die Uebersicht über die Ausbeute in den letzten Jahren zeigt daher auch eine erhebliche Steigerung. So wurden in runden Zahlen gefördert:

in Galizien		1886	1896	1903		
	t	43000	92000	728000		
in Rumänien		1886	1898	1903		
	»	23000	180000	348000		
in Deutschland		1886	1895	1898	1900	1903
	»	10000	17000	25900	50250	62600

Nach den bisher vorliegenden Angaben wird die Ausbeute in Deutschland im Jahre 1903/04 sogar auf 110000 t geschätzt.

Die galizischen und rumänischen Erdöllager befinden sich in den Karpathen, und zwar liegen die Hauptfundstätten in der Gegend um Drohobycz und Boryslaw in Galizien und um Prahova, Campina und Bustenari in Rumänien; an der Erschließung der letzteren ist besonders deutsches Kapital beteiligt. Die Orte, an denen in Deutschland Erdöl gewonnen wird, sind bereits genannt.

Fontänen derart, wie sie Rußland und Amerika aufweisen, kommen bisher auf den europäischen Erdölgebieten nicht vor; es muß vielmehr aus Brunnen gepumpt oder geschöpft werden. Die Bohrtiefen sind natürlich verschieden, haben aber im allgemeinen noch nicht die der amerikanischen Brunnen erreicht.[1]

W. Kaemmerer.

Die Technische Hochschule in Aachen hat in den letzten Wochen eine technische **Studienreise nach Dänemark, Schweden** und **Norwegen** veranstaltet, an der 25 Personen teilgenommen haben. Es handelte sich namentlich um solche Besichtigungen, bei denen die besonderen technischen Eigentümlichkeiten des betreffenden Landes zur Geltung kamen. Im Vordergrunde standen der Wasserbau und die Wasserkraftgewinnung, mit dieser im Zusammenhang einerseits die Elektrotechnik in ihrer Anwendung auf Kraftübertragung, Metallurgie und Chemie, anderseits die Holzverwertung für die Papiererzeugung; jedoch kamen auch die sonstigen technischen Gebiete in Frage, und selbstverständlich ja auch die Natur mit ihren großartigen Schönheiten. Im Einklang mit den so gestalteten Absichten entfiel der überwiegende Teil der Reise auf Norwegen, dessen südliches Gebiet in günstiger Ortslage zahlreiche Besichtigungen ermöglichte.

Die Studienreise hat einen hervorragenden Erfolg gehabt. Er beruhte in erster Linie auf den eindrucksvollen und großzügigen technischen Leistungen, in welche die Teilnehmer Einblick erhielten, ferner aber auf dem mit herzlicher Gastfreundschaft gepaarten warmen Entgegenkommen, das die Reisegesellschaft in allen drei Ländern fand. So bewilligte die schwedische Eisenbahnverwaltung eine Ermäßigung des Fahrpreises auf die Hälfte, und das norwegische Ministerium der öffentlichen Arbeiten gewährte sogar freie Fahrt unter Bereitstellung eigener Salonwagen. Entsprechend dem Umstande, daß der Aufenthalt in Norwegen bei der Reise überwog, war die Fülle des Entgegenkommens gerade in diesem Lande besonders groß. Der norwegische Ingenieur- und Architektenverein in Christiania hatte schon vor mehreren Monaten einen Ausschuß eingesetzt, der die Studienreise für Norwegen vorbereitete. Die Wohltat dieser Vorbereitung haben die Teilnehmer ebenso angenehm empfunden wie die Freundlichkeit, daß norwegische Fachgenossen aus Christiania sich während der Reise ununterbrochen als Führer anschlossen. Dabei trat den Aachenern überall und ununterbrochen in Wort und Tat die große Sympathie entgegen, welche die Norweger für Deutschland hegen, ganz besonders aber die Bewunderung, die sie dem deutschen Kaiser entgegenbringen. Die hieraus gewonnenen Eindrücke waren die erhebendsten, welche die Teilnehmer als Deutsche mit nach Hause brachten.

Die Reise war am 24. Juli angetreten worden und führte zunächst in die Hauptstadt von Dänemark: nach Kopenhagen. Nach dem vom Magistrat der Stadt festgelegten Programm wurden am 26. Juli das Rathaus, die bedeutenden Kloakenanlagen sowie die Brücken und die Schutzbauten des Hafens besichtigt. In Schweden folgte am 27. Juli die Besichtigung technischer Anlagen am Unterlauf des Götaelf, namentlich bei den Wasserfällen in Trollhättan. Nach dem Programm, das die Direktion des Götakanales festgesetzt hatte, galt der Besuch u. a. der Eisen- und Maschinenindustrie, den großartigen Schleusentreppen, die ein Gefälle von 33 m überwinden, sowie der Papierfabrik Wargön, die ihre Wasserkraft am Ausfluß des Wenernsees gewinnt. Die Pläne, nach denen die Wasserkraftanlage der Trollhättanfälle mit etwa 100000 PS ausgebaut werden soll, wirkten besonders anregend.

Nach der Ankunft in Norwegen galten die Besichtigungen am 28. und 29. Juli dem wasserkraftreichen Unterlauf des Glommen, des größten norwegischen Flusses. In Sarpsborg besuchte man bei dem 18 m hohen Sarpsfos die großen Kraftwerke Hafslund (Schuckertsches Elektrizitätswerk) und Borregaard (Holzstoffabrik), die für eine Wasserkraft von zusammen annähernd 50000 PS angelegt sind. Hafslund liefert u. a. Kraft für die Lavalsche Zinkindustrie. In Frederikstad wurde das Holzschneidewerk von Wiese besichtigt, in Sannesund die großen Flößereianlagen. Am 29. Juli folgte das neue Schuckert-

---

[1] Zu den statistischen Angaben dieses Aufsatzes sind benutzt: Nachrichten für Handel und Industrie, herausgegeben vom Reichsamt des Innern; Final report of the Industrial Commission, Washington; The Iron Age; Organ des Vereines der Bohrtechniker; Transactions of the American Institute of Mining Engineers; Glückauf, Berg- und Hüttenmännische Zeitschrift.

sche Kraftwerk Kykkelsrud[1], das für eine Turbinenleistung von 45000 PS angelegt ist. Es liefert elektrische Energie auf 80 km Entfernung. Nach der Ankunft in Christiania am 29. Juli abends galt der folgende Tag der Hauptstadt und ihrer herrlichen Umgebung. Am 31. Juli besichtigte man die interessante Bauherstellung der Hafenmauern in Christiania und hierauf die schwierigen Eisenbahnneubauten; dann wurde die Frydenlundsche Brauerei besucht und schließlich die Korensche Berieselung. Abends gab der norwegische Ingenieur- und Architektenverein den Teilnehmern auf Holmenkollen ein von etwa 100 Personen besuchtes Fest. Nach dem Abschied von Christiania stand die Wasserkraftgewinnung am Unterlauf des Drammenflusses auf dem Programm. Die Besichtigung erstreckte sich auf das Elektrizitätswerk Gravfos der Stadt Drammen und die große Holzstoff- und Papierfabrik Embretsfos; diese beiden Wasserkraftstellen enthalten eine Kraftmenge von 15000 bis 20000 PS. Am 2. August wurden die Silbergruben bei Kongsberg befahren und dann die Holzschleiferei Labro besucht, die den 36 m hohen Wasserfall Labrofos am Flusse Laagen verwertet. Nach der Besichtigung der staatlichen Waffenfabrik in Kongsberg am 3. August gelangten die Teilnehmer in $1\frac{1}{2}$tägiger Wagen- und Schiffahrt zum Rjukanfos. Der Rjukanfos kann als der gewaltigste Wasserfall Norwegens gelten; er vereinigt auf 9 km Länge eine Fallhöhe von 550 m, von denen in einem einzigen senkrechten Absturz über 100 m vereinigt sind. Eigentümerin des Rjukanfos ist die Norsk Electrochemisk Selskab; diese beabsichtigt den Ausbau der 550 m Gefälle mit 40 cbm/sk Wasser zur Gewinnung von 220000 PS, und zwar zur Ausbeutung des Birkeland-Eydeschen Verfahrens, Gewinnung von Salpeter mittels des Stickstoffes der Luft. Zur Sicherung des Mindestwassers von 40 cbm/sk ist oberhalb des Wasserfalles beim Ausfluß des 52 qkm großen Sees Mjösvand eine 10 m hohe Staumauer im Bau begriffen, die ein künstliches Staubecken von 600 Millionen cbm Wasser schafft. Die Besichtigung erstreckte sich auf die Baustelle dieser Staumauer und auf die Oertlichkeit der geplanten Kraftgewinnung. Nach dem Verlassen des Rjukanfos wurde am 7. August in Notodden das Elektrizitätswerk beim Tinfos mit der dazu gehörigen Holzschleiferei besichtigt. Das Elektrizitätswerk liefert u. a. 2000 PS für die benachbarte Salpeter-Versuchsanlage nach dem oben erwähnten Verfahren. Am 8. August wurde der Bandak-Skien-Kanal besichtigt, und zwar unter Führung des Erbauers, des Kanaldirektors Saetren aus Christiania, welcher der Vorsitzende des Vorbereitungs-Ausschusses gewesen war. Der Bandak-Skien-Kanal stellt die Schiffahrtverbindung her zwischen der Meereshöhe bei der Stadt Skien und dem Wasserspiegel + 72 m im Bandaksee. Dabei kommt als großartigste Staustufe die 23 m hohe Stufe Vrangfos vor, welche die Schiffe mit 5 Treppenschleusen überwinden. Der 9. August brachte die letzten Besichtigungen. Sie galten namentlich der Papierfabrik Union bei Skien, der größten Papierfabrik in Europa. Diese verwertet die Wasserkraft des Skotsfos mit über 10000 PS. Nach der Besichtigung der staatlichen Porzellanfabrik in Porsgrund erfolgte die Rückfahrt nach Christiania am 9. August abends. Am nächsten Tage wurde nach herzlicher Verabschiedung von den Mitgliedern des norwegischen Architekten- und Ingenieurvereines, die es sich nicht hatten nehmen lassen, ihre Gäste bis zum Bahnhof zu begleiten, die Rückreise angetreten, und damit erreichte die Studienreise nach einer Dauer von drei Wochen ihr Ende.

Folgenden Beitrag zur Frage **des Rechtes der Angestellten an ihren Erfindungen** entnehmen wir der Kölnischen Zeitung vom 5. d. Mts.:

Es ist allgemein üblich, daß sich Fabriken in den Verträgen mit ihren Angestellten das Recht auf alle Erfindungen vorbehalten, die sich auf die von dem Angestellten im Fabrikbetriebe hergestellten Präparate beziehen. Häufig entstehen nun Meinungsverschiedenheiten zwischen den Fabriken und den Angestellten über den Umfang dieses Rechtes. Zu einem solchen Falle hatte kürzlich das Reichsgericht Stellung zu nehmen. Dabei hat es folgende Ausführungen von allgemeinem Interesse gemacht: Die Erfindung des Angestellten stehe dem Geschäftsherrn zu, vorausgesetzt, daß die Erfindung innerhalb des Rahmens der Tätigkeit liege, die den Pflichtenkreis des Angestellten ausmache. Dem Angestellten müsse obliegen, auf Verbesserungen der Art, wie die Erfindung eine sei, Bedacht zu nehmen. Im fraglichen Falle sei nun der Beklagte als Chemiker in der Fabrik angestellt gewesen, und daher hätten Erfindungen, die er im Rahmen der ihm überwiesenen chemischen Arbeiten machte, als Erfindungen des Fabrikinhabers zu gelten. Wenn dies in dem Anstellungsvertrage ausdrücklich gesagt worden sei, so enthalte das nur eine Bestätigung der Rechtslage. Das Reichsgericht führt aber dann weiter aus, daß im fraglichen Falle die Voraussetzung, daß die Erfindung im Rahmen der ihm überwiesenen Arbeiten gemacht sei, nicht vorgelegen habe. Denn man habe aus einem gewissen Ausgangspunkt ein schon bekanntes Endprodukt gewinnen wollen, wobei es sich um die Auffindung zweckmäßiger Reaktionen handelte. Hätte der Angestellte innerhalb dieses Rahmens eine Erfindung gemacht, also eine vorteilhafte neue Reaktion gefunden, durch die aus den gegebenen Ausgangsstoffen das Endprodukt gewonnen wurde, so würde zweifellos eine sogenannte Etablissements-Erfindung vorliegen, d. h. eine nicht dem Angestellten, sondern dem Geschäftsherrn zustehende Erfindung. Die von dem Angestellten gewonnene Erkenntnis, daß von einem andern Ausgangsstoff aus zu einer nutzbringenden Gewinnung desselben Endproduktes zu gelangen sei, sei sowohl vom patentrechtlichen wie vom wirtschaftlichen Standpunkt aus dem Rahmen der Aufgaben herausgefallen, die dem Angestellten gestellt waren, und diese Erkenntnis könne durch den Umstand allein, daß der Angestellte sie bei Gelegenheit seiner Arbeiten in der Fabrik gewonnen habe, nicht zu einer Etablissements-Erfindung werden. Ebensowenig würde eine solche Erfindung unter den Anstellungsvertrag fallen, da sie sich nicht auf die von der Fabrik hergestellten Präparate, deren Fabrikation und Verwendung beziehen würde.

Diese Entscheidung dürfte für die Industrie von großer Bedeutung sein.

Wie der wirtschaftliche Wettbewerb der Vereinigten Staaten den europäischen Nationen im allgemeinen stets fühlbarer wird, so ist dies insbesondre auch in dem **Handelsverkehr mit Japan** der Fall. Die nordamerikanische Ausfuhr nach diesem Lande hat in der letzten Zeit sehr stark zugenommen, wennschon sie heute noch hinter derjenigen von Großbritannien und Britisch-Indien zurücksteht. An der Gesamteinfuhr nach Japan 1904, die sich auf rd. 185 Mill. Doll. belief, waren nach Angaben der Zeitschrift Engineering Großbritannien mit 20,2 vH, Britisch-Indien mit 19 vH, die Vereinigten Staaten mit 15,7 vH, China mit 14,8 vH und Deutschland mit 7,7 vH beteiligt, während 1884 Amerikas Beteiligung nur 8,4 vH betrug.

Ein anscheinend ganz in die Hände der Amerikaner übergegangenes Sondergebiet ist die Lieferung von Dampfturbinen. Wie die Japaner alle Neuerungen lebhaft verfolgt haben, so haben sie auch den Dampfturbinen bald Interesse geschenkt. Nach der Zeitschrift Electrical World and Engineer sind bei der General Electric Company bereits 37 Curtis-Turbinen nebst elektrischen Generatoren mit einer Leistungsfähigkeit von über 35000 PS für Japan bestellt; davon sind 11 Sätze schon geliefert und im Betriebe. Einige der Turbinen sind in den Miike-Kohlengruben aufgestellt, andre von der Osaka Electric Light Company, welche die Stadt Osaka mit Licht versorgt, noch andre von der Tokio Street Railway Company.

Die International Waterways Commission, ein Ausschuß, der aus drei von der Regierung der Vereinigten Staaten und drei von der kanadischen Regierung ernannten Mitgliedern besteht, hat sich jüngst bei einer in Montreal abgehaltenen Sitzung mit der Frage beschäftigt, ob nicht der **Wasserspiegel des Erie-Sees** durch eine Abdämmung des Ausflusses in den Niagara-Strom zu **heben** sei. Angeregt wurde die Frage durch die Mitglieder aus den Vereinigten Staaten, da nur diese ein wesentliches Interesse an der Hebung haben; der Plan zu einem solchen Werk ist übrigens bereits 1896 aufgetaucht. Der Erie-See hat unter normalen Umständen seinen höchsten Wasserstand zwischen Mai und Juli, beginnt dann aber zu fallen und erreicht seinen Tiefstand im Herbst. Zu dieser Zeit ist die Schiffahrt ernstlich behindert, und dieser Uebelstand hat sich noch mehr bemerkbar gemacht, seitdem der Chicago Drainage-Kanal[1] eröffnet ist, der einen Teil des Wassers des Michigan-Sees in den Mississippi ableitet. Zudem würde eine Hebung des Erie-Wasserspiegels auch dem Erie-Kanal[1] zugute kommen und damit den Verkehr zwischen den Großen Seen und New York erleichtern.

Kanada würde keineswegs gleiche Vorteile von dem Werk zu erwarten haben, und da es keinerlei Anteil an dem Verkehr in den Vereinigten Staaten-Häfen hat, so ist es dem Plan nicht geneigt. Zweifellos bestehen auch starke begründete Einwände gegen denselben, die in erster Linie von den Anliegern des Sees, ferner auch von den Rücksichten auf die Niagarafälle und die daran gelegenen Kraftwerke ausgehen. Immerhin wird der obengenannte Ausschuß seine Beratungen fortsetzen. (The Engineer vom 25. August 1905)

[1] s. Z. 1904 S. 581 u. f.

[1] s. Z. 1905 S. 712.

Ein eigenartiger **Eisenbahnfährdienst** ist zwischen Peshtigo Harbor, Wis., und South Chicago, Ill., von der Wisconsin and Michigan Railway und von der Lake Michigan Car Ferry Transportation Company eingerichtet. Die Eisenbahnwagen werden auf zwei 94 m lange und 13 m breite Prähme gefahren, die von mächtigen Schleppdampfern auf eine Entfernung von 384 km über den See geschleppt werden. Jeder Prahm hat 4 Gleise, auf denen 26 Eisenbahnwagen Raum haben. In jeder Woche werden 6 Ueberfahrten gemacht. Die Fahrt hin und zurück dauert ungefähr 51 Stunden, worin die Zeit für Beladen und Entladen eingeschlossen ist.

Kürzlich hat Prof. Fleming in London einen Vortrag über elektromagnetische Wellen gehalten, der bemerkenswerte Mitteilungen über die Messung von Wellenlängen und über die **Länge der Wellen bei drahtloser Telegraphie** enthielt. Die übliche Wellenlänge bei Telegraphie über dem Meere beträgt etwa 100 m, entsprechend einer Schwingungszahl von 3 Millionen in der Sekunde. Solche Wellen sind indessen für den Landdienst nicht brauchbar, da sie von Häusern u. dergl. nicht genügend durchgelassen werden. Dahingegen lassen solche Gegenstände Wellen von 300 m Länge, entsprechend einer sekundlichen Schwingungszahl von 1000000, gut durch. Hiernach darf man annehmen, daß feste Gegenstände, wie Mauern u. dergl., für alle Strahlen mit einer Schwingungszahl über 3000000 schwer durchlässig oder ganz undurchlässig sind, wie letzteres ja bereits für die Strahlen sehr hoher Schwingungszahl, die Lichtstrahlen, feststeht. (Electrical World and Engineer vom 19. August 1905)

Der **Turbinendampfer »Virginian«**[1]), der schon verschiedene transatlantische Reisen mit gutem Erfolge zurückgelegt hat, soll doch noch nicht die gewünschte Schnelligkeit erreicht haben. Man schreibt dies der ungeeigneten Form der Schraubenflügel zu. Es werden daher zurzeit Versuche mit Schrauben von andrer Steigung gemacht, durch welche man die Geschwindigkeit noch erheblich zu steigern hofft.

Nach einer Mitteilung der Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen ist am 5. d. Mts. die Teilstrecke der **Tauernbahn Schwarzach-St. Veit-Bad Gastein dem Verkehr übergeben** worden. Diese Linie ist zwar nur 30 km lang, zeichnet sich aber durch so zahlreiche Kunstbauten aus, wie sie selbst bei den Gebirgsbahnen zu den Seltenheiten gehören. Die Endstation Bad Gastein liegt auf 1083 m Meereshöhe. Der Verkehr wird vorläufig durch vier Personenzüge und einen gemischten Zug bewältigt. Die Fahrt mit den Personenzügen nimmt $1^1/_4$ Stunden in Anspruch.

Die **Metropolitan District Railway**, die größere der beiden alten Londoner Untergrundbahnen, hat Ende August wieder auf mehreren neuen Strecken den **elektrischen Betrieb** aufgenommen, so daß jetzt, ausgenommen auf dem Innenring und den Strecken der London and North-Western Railway, der elektrische Betrieb auf allen Linien durchgeführt ist.

Das **Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik** hat kürzlich die Einladungen zur zweiten Sitzung des Vorstandsrates und Ausschusses versandt, die in München am 2. und 3. Oktober d. J. stattfinden wird.

Die Tagesordnung weist neben einem Vortrage van 't Hoffs über das Tayler-Museum in Haarlem und die Bedeutung historischer Sammlungen für die Naturwissenschaft und Technik eine Reihe wichtiger Vorlagen auf. Zunächst soll auf Grund der mit den Herren Referenten vereinbarten Listen und Pläne über die endgültige Ausgestaltung der rd. 50 Museumsgruppen entschieden werden. Sodann ist über die von Professor Dr.-Ing. Gabriel von Seidl, dem bekannten Erbauer des Bayrischen Nationalmuseums, vorgelegten Pläne für den Museumsneubau Beschluß zu fassen, wobei auch die geeigneten Vorschläge zur Deckung der ungefähr 7 Millionen betragenden Baukosten vorliegen werden.

Wie im vorigen Jahre sind die zahlreichen Mitglieder des Vorstandsrates und Ausschusses auch diesmal durch Einladungen Seiner Kgl. Hoheit des Prinzen Ludwig von Bayern und der Stadt München erfreut worden. Außerdem sind die Teilnehmer aber auch zum Besuche des kgl. Württembergischen Landesgewerbemuseums, bekanntlich des ältesten technischen Museums in Deutschland, und des Ingenieurlaboratoriums in Stuttgart aufgefordert. Um diesen interessanten Ausflug zu ermöglichen, haben die bayerische und die württembergische Staatsregierung die Mitglieder des Vorstandsrates und Ausschusses zu einer Sonderfahrt nach Stuttgart eingeladen. In Stuttgart werden die Teilnehmer Gäste des Königs von Württemberg sein, und unser Württembergischer Bezirksverein wird sie in seiner Mitte begrüßen.

Wir behalten uns vor, über den Verlauf der in sachlicher wie in geselliger Hinsicht viel versprechenden Sitzung zu berichten.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 224.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 161063 (Zusatz zu Nr. 110455, Z. 1900 S. 1446). **Schiebersteuerung für Dampfpumpen.** D. Wulff, Bremen. Die zur Veränderung des Füllungsgrades dienende Schubstange mit verstellbaren Muttern ist durch einen zweiten Umsteuerstufenkolben $c_1 d_1$ ersetzt. Wenn beim linken Hubwechsel die Steuerstange g mit Anschlägen h, i den Vorsteuerschieber l umgestellt hat, strömt Frischdampf durch n, m nach a, und der Verteilschieberkolben $a_1 b_1$ bewegt den Schieber f ganz nach rechts. Der Arbeitskolben k wird nach rechts getrieben, bis die mit verstellbaren (Schnapp-) Anschlägen t, u versehene Steuerstange s den Vorsteuerschieber r umstellt und der durch o, p nach d strömende Frischdampf den Abschlußschieberkolben $c_1 d_1$ gegen den Dampfdruck in a so weit nach links schiebt, daß der Schieber f den Dampfzufluß abschließt. Beim rechten Hubwechsel wird l umgestellt, der Dampf aus a durch m, l, x in den Auspuff w entlassen, und der auf b_1 wirkende Dampfdruck bewegt f so weit nach links, als es der tote Gang zwischen f und $c_1 d_1$ zuläßt. Wenn dann auch der Dampf aus d durch p, r, v nach w entlassen wird, schiebt der auf c_1 wirkende Ueberdruck (über b_1) den Schieber f so weit nach rechts, daß der Arbeitsdampf abgeschnitten wird, usw.

Kl. 14. Nr. 161360. Herstellung von Turbinen-Leit- und Laufrädern. Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a/M. Die aus den Lücken t an drei Seiten aus einem starken Blechring r oder r_1 herausgestanzten Blechstreifen werden zu Schaufeln s, s_1 gebogen, und zur Erzielung kleiner Teilung werden zwei (oder mehrere) solche Ringe aufeinander gelegt oder ineinander geschoben.

Kl. 14. Nr. 161361. Daumensteuerung. Th. H. Alexander, Kensington (Vict., Austr.). Die auf Rollen n der Schieberstange i wirkenden Daumen k, l, von denen k den Schieber auf Dampfein- und -auslaß, l auf Dampfabschluß einstellt, können zur Umsteuerung und zur Füllungsänderung einzeln auf der Steuerwelle m verstellt werden. Zwei auf m und aufeinander drehbare, die Daumen k, l tragende Hülsen q, a sind durch Gewindegänge r, b mit Scheiben s, d verbunden, die durch Führungsstangen u, e mit Halsringen t auf m bezw. f an q mitgenommen werden. Verschiebt man mittels festgelagerter Schraube g und Mutter j die Scheibe d auf a, so wird der Winkelabstand der Daumen und somit die Füllung geändert. Verschiebt man durch w, y die Scheibe s auf q, so werden beide Daumen gleichzeitig gedreht, wodurch die Maschine umgesteuert werden kann.

Kl. 35. Nr. 161375. Senkbremsschaltung. Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. Bei elektrischen Hebezeugen folgt auf die Senkbremsstellung des Steuerhebels, bei der die sinkende Last einen Bremsstrom erzeugt, zunächst die Nullstellung, die die Kraftmaschine stromlos macht, und dann eine Senkkraftstellung, die den leeren Haken und sehr leichte Lasten mit Kraftstrom senkt. Damit diese Stellung, wenn sie versehentlich bei schweren Lasten angewendet wird, nicht eine gefährliche Geschwindigkeit erzeuge, ist zwischen dem Anker c und dem Felde f der Kraftmaschine ein Sicherheitswiderstand e angeordnet, der in der Null- und der Senkkraftstellung eingeschaltet ist, bei der Senkbremsstellung aber durch einen Kurzschluß g ausgeschaltet wird, so daß die sinkende Last einen ungeschwächten (bei d regelbaren) Bremsstrom erzeugen kann.

Kl. 35. Nr. 160943. Schacht- und Bremsbergverschluß. A. Wittköpper, F. Hoppe und J. Hoppe, Fischlaken bei Werder a/Ruhr. Zwischen den zum Schachte der Bremsberge führenden Schienen sind bei a zwei Hebel hb und bei f ein Gitter dd_1 gelagert, das durch einen Querstab e in Schlitzen c in b geführt ist. Ein Gegengewicht g hält das Gitter aufrecht, wobei die Hebel b zur Versteifung dienen. Der ankommende Förderkorb greift unter h und legt b samt d zwischen die Schienen nieder.

Kl. 38. Nr. 161098. Schutzvorrichtung für Hobelmaschinen. A. Fechner, Berlin. Schmale Bogenstücke a, die im Ruhezustand allein den Messerwellenschlitz verdecken, sind an ihrer Achse d durch Federn f mit gleichachsigen Bogenstücken b verbunden. Beim Verschieben eines Werkstückes werden die Bogen a in die punktierte Lage geschoben und die Federn f gespannt. Sobald das Werkstück über den Schlitz von b gegangen ist, folgen die Bogen b dessen Hinterkante bis zur punktierten Lage von f. Verläßt das Werkstück auch den Schlitz für a, so bringen Gewichte g, g_1 alle Teile in die erste Lage zurück. Die Bogen b können durch ng_1 gesperrt werden.

Kl. 36. Nr. 161345. Warmwasserheizanlage. Offene Handelsgesellschaft Wilhelm Brückner & Co., Graz. Das von den Heizkörpern kommende Wasser wird durch das Rohr q nach oben bis in die Nähe des Ausdehnungsbehälters r und von dort durch das Rohr v in den Kessel zurückgeführt. In den oberen offenen Teil von v taucht ein von dem oberen Teil des Ausdehnungsbehälters kommendes Rohr t, durch das bei eintretendem Ueberdruck und Dampfentwicklung im Steigrohr n der Dampf ausströmen und sich in dem von q kommenden Wasser verdichten kann.

Kl. 46. Nr. 160866. Regelung des Mischungsverhältnisses. Fried. Krupp A.-G., Essen (Rheinpr.). Beim Saughube wird das mit einem Rohrschieber e verbundene Einlaßventil d geöffnet und durch a, c_1, e_1 Gas, durch b, c_2, e_2 Luft angesaugt, deren Menge und Mischungsverhältnis durch die Querschnitte von a, b und durch die Oeffnungsgrößen der Drosselklappen f, g oder dergl. bestimmt wird. Um nun das Mischungsverhältnis nach dem Heizwerte des Gases einstellen zu können, ist die Verbindung zwischen f, g und der Reglerstange l so eingerichtet, daß man das Uebersetzungsverhältnis der Bewegung von l und f oder g (oder beiden) ändern kann, indem z. B. die Arme k_1, k_2 des dreiarmigen Hebels k mit Bogenschlitzen versehen werden, deren Krümmungsmittelpunkte bei geschlossenen f, g in den Enden der Arme f_1, g_1 liegen, und in denen die Enden m_1, n_1 der Stangen m, n verstellt werden können.

Kl. 46. Nr. 160952. Röhrenkühler. Motorenfabrik »Protos« Dr. A. Sternberg, Berlin. Reihen glatter Röhren a, die keine Zwischenräume frei lassen, wechseln ab mit Reihen engerer Röhren c, deren Enden b auf den Durchmesser von a erweitert sind, so daß Zwischenräume d entstehen, die dem zu kühlenden Wasser eine bestimmte Richtung anweisen und ein Ausweichen in der Querrichtung nicht gestatten.

Kl. 46. Nr. 160923. Gasmaschinenregelung. The F. H. Smith Patents Company Limited, Abergavenny (Engl.). Die bei i an die Maschine angeschlossene Vorrichtung enthält im Gemischzuführrohr a zwei mit versetzten Löchern versehene Scheiben s, t, von denen s auf der Mutter n festsitzt, t aber beweglich und mit Stiften u versehen ist, die mittels Scheibe v durch eine Feder w belastet sind. Je schneller die Maschine das Gemisch ansaugt, desto mehr wird t an s herangehoben und die Zufuhr durch Drosseln vermindert. Durch Drehen der Schraubspindel k kann die bei o geführte Mutter n gesenkt oder gehoben und die Spannung von w geregelt werden.

Kl. 47. Nr. 160598. Rohrbruchventil. G. Latz, Köln-Deutz. Das gleichzeitig als Absperrventil dienende Rohrbruchventil v ist mit einem Kolben c verbunden, dessen Zylinder in der Betriebstellung durch einen Hahn l oder dergl. über c mit dem Kessel oder Dampfzuleitungsrohr, unter c mit dem Dampfableitungsrohr oder der freien Luft zu verbinden ist. Damit diese Einstellung beim Oeffnen von v selbsttätig eintrete, ist die Niederschraubspindel e durch ein Getriebe fg, ik (Zahnbogen) zwangläufig mit l verbunden.

Kl. 47. Nr. 160953. Fliehkraft-Reibkupplung. Th. L. Sturtevant und Th. J. Sturtevant, Boston. Auf der Innentrommel t des treibenden Teiles wg sind abwechselnd rechts und links Fliehgewichte h, h_1 gelagert, deren Massen und Belastungsfedern f, f_1 so abgemessen sind, daß bei einer bestimmten kleineren Geschwindigkeit die rechts gelagerten Gewichte h die Lamellenkupplung lm schließen und die Drehung von w durch ein rückkehrendes Räderwerk $rr_1r_2r_3$ (oder $rr_1r_4r_5r_6$ für Rückwärtsgang) mit Verlangsamung auf w_1 übertragen, wogegen bei einer größeren Geschwindigkeit die links gelagerten Gewichte h_1 die Welle w unmittelbar durch l_1m_1 mit w_1 kuppeln. Dabei eilt die Vorgelegewelle w_2 vor und rückt die Klemmrollenkupplung sp (Nebenfigur) zwischen r_1 und w_2 aus.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **fünfundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

Häußer: Untersuchungen über explosible Leuchtgas-Luftgemische.

Föttinger: Effektive Maschinenleistung und effektives Drehmoment und deren experimentelle Bestimmung (mit besondrer Berücksichtigung großer Schiffsmaschinen).

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Auf Beschluß des Vorstandes ist der Preis des **zehnjährigen Inhaltsverzeichnisses 1894/1903** für Mitglieder des Vereines im Inlande auf 2 *M*, im Auslande auf 2,50 *M* erhöht worden; diese erhöhten Preise treten am 1. Oktober d. J. in Kraft.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 38. Sonnabend, den 23. September 1905. Band 49.

Inhalt:

Motorwagen im Eisenbahnbetriebe.

Von **A. Heller**, Ingenieur, Berlin.

(Erweiterte Ausarbeitung eines im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure am 1. Februar 1905 gehaltenen Vortrages.)

I. Einleitung.

Versuche, Motorwagen im Betriebe von Eisenbahnen zu verwenden, hat man seit den ersten Anfängen des Motorwagenbaues gemacht, insbesondre in Frankreich[1]) und England. Verschiedene Eisenbahnverwaltungen haben den so nahe liegenden Gedanken immer wieder von neuem aufgegriffen, ihn aber, da es nicht möglich war, zu wirtschaftlichen Ergebnissen zu gelangen, nach kurzer Versuchzeit fallen gelassen. Erst in den letzten Jahren hat man die Gründe für diesen wiederholten Mißerfolg aufgedeckt — sie liegen zumeist in der mangelnden Rücksichtnahme auf die für den Motorwagen am besten geeigneten Betriebsverhältnisse —, und damit ist die Frage ihrer erfolgreichen Lösung nähergerückt. Heute ist die Zahl der Eisenbahnen, die Motorwagen wenigstens versuchsweise im Betriebe haben, sehr groß, und die bisher vorliegenden Erfahrungen berechtigen zu der Hoffnung, daß fortan der Motorwagen ein wettbewerbfähiges Betriebsmittel für Eisenbahnen bleiben und selbst durch die elektrische Zugförderung nicht ganz verdrängt werden wird[2]).

Ein Motorwagen kann auf Hauptbahnen oder auf Nebenbahnen in Dienst gestellt werden; in beiden Fällen ist dann die Art des Betriebes verschieden. Bei der Gruppe der Hauptbahnen sei der Motorwagenverkehr auf der Great Western Railway (England) genannt. Als nämlich auf einer bei Swindon zu dieser Bahn parallel laufenden Landstraße ein gleisloser elektrischer Omnibusbetrieb eingerichtet werden sollte, hat die Bahnverwaltung, um diesem Wettbewerb zuvorzukommen, auf dem etwa 11 km langen Stück ihrer Linie zwischen Chalford und Stonehouse Motorwagen eingeführt. Die Wagen, die mit Dampfmotoren ausgerüstet sind, haben Raum für je 52 Reisende, verkehren mit 48 km/st mittlerer Geschwindigkeit und legen fahrplanmäßig die ganze Strecke einschließlich 4 Haltestellen in 23 Minuten zurück. Ihre Fahrten sind zwischen denen der fahrplanmäßigen Fernzüge so eingeschaltet, daß sich von 8 Uhr morgens bis 8 Uhr abends etwa für jede Stunde eine Fahrgelegenheit nach jeder Richtung ergibt. Dabei hat die Bahnverwaltung für ihre Motorwagen noch die besondre Erlaubnis erwirkt, daß sie entgegen einer sonst für englische Eisenbahnen geltenden Bestimmung auch an den Wegübergängen halten dürfen, wo den Fahrgästen das Absteigen durch Falltreppen erleichtert wird. Dadurch hat sie erzielt, daß der größte Teil des Vorortverkehrs auf die Motorwagen übergeleitet ist und die Fernzüge davon entlastet sind.

In diesem Falle dienen also die Motorwagen nur zum Verdichten der Zugfolge. Wegen ihrer leichten Beweglichkeit können sie, wenn der Bedarf vorliegt, auch in größerer als der oben angegebenen Zahl in die Pausen zwischen den Fernzügen eingeschoben werden. Man ermöglicht so eine gleichmäßige Abwicklung des Personenverkehrs auf der durch die Fernzüge bisher ungenügend bedienten Strecke, deren Verkehrziffer aber einen Vorortverkehr mit den üblichen schweren Dampflokomotiven noch lange nicht gerechtfertigt hätte. Natürlich darf man von den Motorwagen nicht Leistungen erwarten, wie sie vollbelasteten Lokomotiven entsprechen würden. Erfahrungsgemäß kann ein Motorwagen zur Not noch 1 bis 3 vollbesetzte Anhängewagen ohne Störung mitziehen. Reicht das jedoch an Feiertagen oder Markttagen zur Bewältigung des Personenandranges nicht mehr aus, so muß an Stelle des Motorwagens ein Lokomotivzug abgelassen werden, der für solche Fälle bereit gehalten wird, und dessen Gewicht dann auch wirtschaftlich ausgenutzt wird.

Auf Nebenbahnen sollte den Motorwagen die gesamte Personenbeförderung zufallen, die so von dem Güterverkehr getrennt und mit angemessener Fahrgeschwindigkeit (30 bis 40 km/st) vorgenommen werden könnte. Das war bisher bei Lokomotivbetrieb nicht möglich, weil wegen des geringen Personenverkehrs die Zugförderkosten der Personenzüge die Einnahmen bei weitem überstiegen hätten. Tatsächlich erblickten die meisten Nebenbahnen bisher ihre einzige Hülfe in der Güterbeförderung und stellten für den Personenverkehr nur gemischte Personen- und Güterzüge ein; diese erreichen einschließlich der oft unnötigen Aufenthalte mittlere Geschwindigkeiten von 13 bis 14 km/st, und das sind Geschwindig-

[1]) s. Z. 1897 S. 1183.

[2]) Seit Niederschrift dieser Arbeit ist unter dem Titel »Triebwagen oder Lokomotive« ein Aufsatz von Guillery in Glasers Annalen veröffentlicht worden, der sich mit dem gleichen Gegenstande befaßt. Ausführlicher, als es mir Raummangels halber hier möglich war, ist dort auf die Zahl der heute im Betrieb befindlichen Eisenbahnmotorwagen eingegangen. Ebenso werden auch die in Betracht kommenden wirtschaftlichen Verhältnisse vom Standpunkt des Eisenbahnfachmannes gewürdigt, wenn auch vielleicht nicht ganz unparteiisch.

keiten, wie sie sogar den gewiß bescheidenen Ansprüchen der Landbevölkerung nicht mehr genügen.

In der Entwicklung des Motorwagenbetriebes auf Nebenbahnen steht Ungarn an erster Stelle. Die dortigen Versuche haben hauptsächlich unter der Führung des Betriebsleiters A. Sármezey der Arader und Csanáder Eisenbahnen seit 1901 so gute Ergebnisse geliefert, daß nicht nur diese Eisenbahngesellschaft auf ihrem 390,5 km langen Netze, sondern auch die von den ungarischen Staatseisenbahnen betriebenen Nebenbahnen mit rd. 13000 km Gleislänge ausschließlich Motorwagen für die Personenbeförderung einzuführen beabsichtigen. Sármezey hat vor kurzem über seine Betriebserfahrungen mit Motorwagen einen ausführlichen Bericht erstattet, aus dem nur folgendes hervorgehoben werden soll:

Der erste Versuchswagen, der mit einem von der bekannten Fabrik De Dion & Bouton in Puteaux bei Paris bezogenen Dampferzeuger und Motor von 25 PS Leistung ausgerüstet war, ist bei Ganz & Comp. in Budapest gebaut und im November 1901 in Betrieb genommen worden. Der Wagen ruht auf zwei zweiachsigen Drehgestellen, um Krümmungen bis zu 40 m Halbmesser befahren zu können, und wiegt im Betrieb 8,6 t bei 780 ltr Wasser- und 100 kg Holzkohlenvorrat, die für 50 km Fahrt genügen. Dieser Wagen hat mit Leichtigkeit 40 km/st zurückgelegt, 6 kleine Personenwagen von je 3 t Gewicht mit 30 km/st gezogen und im Mittel 1,5 kg Holzkohle[1]) und 10 kg Wasser für 1 Wagenkilometer verbraucht. Infolge dieser Erfahrungen sind im Jahre 1902 auf der 50 km langen Strecke Kovácsháza-Csaba der Alfölder Ersten Landwirtschaftlichen Bahn zwei Motorwagen eingestellt worden, die je 100 km täglich zurücklegen (2 Zugpaare) und bedingungsweise auch bei größeren Gehöften oder Straßenkreuzungen halten sollten. An Markttagen sollte außerdem noch ein Zugpaar abgelassen werden. Aus der nachstehenden Zusammenstellung geht hervor, welchen Aufschwung der Personenverkehr dieser Strecke genommen hat[2]). Während im Jahr 1899 die reinen Zugförderkosten (25,6 Pfg) die Einnahmen (21,2 Pfg) um fast 20 vH überstiegen haben, konnte nach Einführung der Motorwagen im Jahr 1903, selbst nach Ermäßigung der Fahrpreise auf weniger als die Hälfte, ein ganz beträchtlicher Ueberschuß (28,9 Pfg) erzielt werden. Auch die Leistung der Züge hat sich von 100 km auf 230 km täglich erhöht.

Fig. 1 bis 3. Dampfwagen für die Strecke Fratton-Southsea.

Fig. 1.

Fig. 2 und 3.

[1]) Man vergleiche damit die von Guillery in der oben angeführten Abhandlung genannten Zahlen! Dann kann es nicht wunder nehmen, daß er zu einem für Motorwagen so wenig aussichtsvollen Ergebnis gelangt.

[2]) Guillery führt hiergegen an, daß die Steigerung des Personenverkehrs auf die Preisermäßigung und nicht auf die Verbesserung der Beförderungsverhältnisse zurückzuführen sein könnte; er übersieht freilich dabei, daß jene Preisermäßigung bei dem früheren Lokomotivbetrieb niemals möglich gewesen wäre.

Betriebsergebnisse der Alfölder Ersten Landwirtschaftlichen Bahn.

Betriebsjahr	1899	1900	1901	1902	1903
Zahl der Zugpaare wöchentlich	7	9	9	10	16
Zahl der Reisenden täglich .	53	113	127	170	272
tägliche Einnahmen . . . . . *M*	19,95	41,50	45,25	55,80	82,50
Zahl der Reisenden für 1 Zugkilometer	0,37	1,10	1,28	1,16	1,28
Einnahmen für 1 Zugkilometer Pfg [1])	21,2	37,4	43,3	36,6	39,1
Einnahmen für 1 Reisenden . »	57	36,6	35,7	32,9	30,4
Preis einer Fahrkarte III. Klasse zwischen den Endstellen . »	119	102	102	81,5	42,5
Zugförderkosten für 1 km . . »	25,6	25,6	25,6	25,6	10,2

[1]) 100 Heller = 85 Pfg.

Auch auf andern Linien der Arad-Csanáder Eisenbahnen, die seit 15. März 1903 Motorwagenverkehr eingeführt haben, sind erhebliche Mehreinnahmen durch Verbilligung der Zugförderkosten und Zunahme der Reisenden erzielt worden.

Beachtenswert ist die Art und Weise, wie der geplante Motorwagenbetrieb auf dem ganzen Netz dieser Bahn durchgeführt werden soll: Die Hauptlinie Arad-Szeged des Netzes von 120 km Länge wird in drei Zonen geteilt, die je ihren eigenen Motorwagenverkehr mit 3 bis 4 Zugpaaren täglich erhalten, derart, daß der Anschlußverkehr durch Umsteigen bewirkt wird. Außerdem sollen aber zwei schnellaufende Zugpaare eingeschaltet werden, welche die ganze Strecke mit 60 km/st mittlerer Geschwindigkeit (28 km/st bisherige Geschwindigkeit der Personenzüge) durchfahren. Hierzu sollen besonders kräftige Motorwagen von 70 PS Leistung mit gemischtem Benzin- und elektrischem Betrieb verwendet werden. Auf die Ergebnisse dieser Versuche, die im Sommer 1905 vorgenommen werden sollten, darf man mit Recht gespannt sein [1]).

Den günstigen Berichten Sármezeys ist man bei uns etwas zurückhaltend begegnet, und da man bei uns kaum auf so ausgezeichnete wirtschaftliche Erfolge des Motorwagenbetriebes auf Nebenbahnen rechnen kann, ist das vielleicht auch berechtigt. In Ungarn ist neben den Streckenverhältnissen und der außerordentlich geringen Verkehrziffer auch der

Fig. 4 und 5. Dampfwagen der Midland R. R.

Brennstoff (Holzkohle, Benzin) für Motorwagen ganz besonders günstig. Indessen läßt sich voraussagen, daß auch auf unsern Nebenbahnen, die ungleich stärker befahren werden als die ungarischen, durch die Motorwagen einige wirtschaftliche Vorteile erzielt werden können; das hängt nur davon ab, ob ihre Leistung den gesteigerten Ansprüchen besser angepaßt und auch die Brennstoffrage gelöst wird. An Versuchen in dieser Richtung fehlt es schon heute nicht.

Schon aus dem bisher Gesagten kann mit Leichtigkeit gefolgert werden, daß die Wirtschaftlichkeit des Motorwagenbetriebes auf Eisenbahnen auf der Herstellung eines günstigeren Verhältnisses zwischen dem toten Zuggewicht und der Zahl der damit beförderten Fahrgäste beruht. Ein einfaches Zahlenbeispiel, das ich vor einiger Zeit in der Zeitschrift des Mitteleuropäischen Motorwagenvereines [1]) gefunden habe, macht dies noch anschaulicher. Es sei die Aufgabe gestellt, mit einem Zuge 150 Personen zu befördern. Hierzu sind auf irgend einer unserer Vollbahnen drei normale Personenwagen von je 15 t Gewicht mit je 50 Sitzplätzen erforderlich, ferner eine Lokomotive, die mindestens 25 t wiegt; das Gesamtgewicht des Lokomotivzuges beträgt also 70 t. Ein Motorwagen, der mit zwei Anhängern eine mittlere Reisegeschwindigkeit von 30 bis 35 km/st erzielen kann, wiegt dienstbereit 15 bis 16 t. Da er selbst 40 bis 50 Personen aufnehmen kann, so sind noch zwei weitere Wagen von je 15 t erforderlich, um die 150 Reisenden zu befördern; das Gesamtgewicht des Motorwagenzuges beträgt somit nur 45 t [2]). Dieses Verhältnis wird noch günstiger für den Motorwagen, wenn man, wie auf den Schmalspurbahnen in Ungarn, besonders leicht gebaute Anhänger [3]) verwendet. Die normalspurigen Anhänger der Arad-Csanáder Eisenbahn haben 48 Sitzplätze und wiegen auch nur 6,3 t. Immerhin zeigt schon das obige Beispiel eine Ersparnis von rd. 35 vH an totem Gewicht, die auch im Kohlenverbrauch und den Zugförderkosten zum Ausdruck kommen muß.

So brauchte z. B. auf einer kurzen Vollbahnstrecke in der Nähe von Berlin, wo Versuche mit Dampfmotorwagen, Bauart Ganz & Comp., gemacht worden sind, ein Lokomotivzug bei 110 km Tagesleistung rd. 2000 kg Kohle, der Motorwagen dagegen, der mit einem Anhänger rd. 100 Personen aufnehmen kann, nur 500 kg täglich, und auch dieser Verbrauch könnte durch bessere Schulung der Bedienungsmannschaft und durch Vermeiden von Betriebstörungen vermindert werden. Daß der Lokomotivzug bedeutend mehr Reisende aufnehmen kann, ist bei der Verkehrziffer der in Rede stehenden Bahnstrecke belanglos, wenigstens soweit der Wochentagsverkehr in Frage kommt. Außerdem könnte der Motorwagen auch bei einer wesentlichen Steigerung des Verkehrs noch seinen Dienst versehen, weil die Zahl seiner Hin- und Rückfahrten viel leichter vermehrt werden kann als beim Lokomotivzug.

[1]) Hierzu ist mir von Herrn Sármezey kürzlich mitgeteilt worden, daß neben den seit 2 Jahren in Betrieb stehenden fünf Eisenbahnmotorwagen (4 Dampfwagen Bauart Ganz & Comp. und 1 Benzinwagen Bauart Daimler) vom 1. Januar 1906 ab 22 benzin-elektrische Wagen von 30 PS und 8 ebensolche von 70 PS Motorleistung in Dienst gestellt werden sollen. Von den 30pferdigen Wagen befinden sich 12 Stück bereits im Betrieb. Außerdem haben die Arad-Csanáder Eisenbahnen auf ihrer Schmalspurlinie mit 8 Dampfwagen Bauart Ganz & Comp. und 2 Vorspannmaschinen mit Dampfbetrieb von 70 PS Leistung und 8 t Adhäsionsgewicht ausgezeichnete Erfahrungen gemacht.

[1]) Jahrgang 1904 Heft XV.

[2]) Guillery, der vonvornherein der leichten Lokomotive den Vorzug vor dem Motorwagen gibt, kommt dabei allerdings zu andern Ergebnissen. Ich habe trotzdem an diesen Zahlen festgehalten, weil sie unsern bestehenden Verhältnissen mehr entsprechen, und diese sind allein maßgebend, wenn man über die Aussichten des Eisenbahnmotorwagens ein Urteil fällen will.

[3]) 20 Sitzplätze bei 0,76 m Spurweite; Gewicht 3 t.

Nach den Erfahrungen auf den ungarischen Nebenbahnen kann man die Zugförderkosten bei Motorwagen auf etwa die Hälfte derjenigen bei Lokomotivbetrieb veranschlagen. Sármezey gibt in seinem Bericht diese Kosten für ein Zugkilometer folgendermaßen an:

kgl. Ungar. Staatseisenbahnen	Lokomotiven . .	34,4 Pfg
Arad-Csanáder Eisenbahnen	Lokomotiven . .	32,3 »
» » »	Dampf-Motorwagen	10,8 »
» » »	Benzin-Motorwagen	12,6 »
Alfölder Landwirtschaftl. Bahn	Lokomotiven . .	25,7 »
» » »	Dampf-Motorwagen	10,2 »

Hätte man in diesen Zahlen die Kosten für die Zugbegleitung mit berücksichtigt, so würden sie noch günstiger für den Motorwagenbetrieb gelautet haben, weil bei jedem Lokomotivzug mindestens zwei Begleiter und ein Heizer mitfahren, während bei jedem Motorwagen nur einer genügt. Endlich liegt noch über die Kosten des Eisenbahnbetriebes mit Motorwagen und Lokomotiven in England eine vergleichende Zusammenstellung vor, die ebenfalls sehr zugunsten der Motorwagen spricht. Danach stellt sich der Kohlenverbrauch der Motorwagen auf weniger als die Hälfte[1]) dessen von Lokomotiven, während die gesamten Kosten nur etwa ein Drittel betragen.

Das einzige Betriebsmittel für Eisenbahn-Motorwagen, das bis jetzt eine gewisse Verbreitung erlangt hat, ist der Dampf, obgleich von den Betriebsmitteln, die bei Straßenfahrzeugen angewendet werden: Benzin (Spiritus), Elektrizität und Benzin und Elektrizität gemischt, keines unversucht geblieben ist. Dieser Erfolg des Dampfbetriebes insbesondre gegenüber dem bei Straßenfahrzeugen so verbreiteten Benzinbetrieb ist durch die Eigenart des Eisenbahnbetriebes mit Motorwagen begründet; man kann im Eisenbahnbetrieb die Vorteile des Verbrennungsmotors nicht ausnutzen, während dessen Nachteile stärker als bei Straßenfahrzeugen ins Gewicht fallen. Kennzeichnend für den Eisenbahnbetrieb ist eine erhöhte Anforderung an die Zuverlässigkeit der Wagen, durch die allein ermöglicht wird, den Fahrplan genau einzuhalten. Nicht so ernst wie bei Straßenfahrzeugen braucht dagegen die Rücksicht auf Verminderung des Wagengewichtes genommen zu werden, und auch die Bedienung braucht nicht die einfachste zu sein, denn dafür steht in der Regel eine geschulte Mannschaft zu Gebote. Nimmt man an, daß die Zuverlässigkeit des Benzinmotors der des Dampfmotors völlig gleichkommt, was mit Rücksicht auf den heutigen Stand der Zündungen und Vergaser noch nicht einmal ganz berechtigt ist, so bleiben an dem Eisenbahnwagen mit Antrieb durch Verbrennungsmotoren noch drei sehr wesentliche Mängel haften, nämlich 1) teurer Brennstoff, 2) geräuschvolle und empfindliche Uebertragung auf die Treibachsen und 3)

Fig. 6 und 7. Dampfwagen, Bauart Komarek.

Fig. 6.

Fig. 7.

[1]) Die Dampfwagen in England haben viel größere Dampfleistungen als bei uns; s. weiter unten.

Schwierigkeiten beim Anfahren und Umkehren. Alle diese Mängel, denen man seit mehreren Jahren durch die Verbindung des Verbrennungsmotors mit einer elektrischen Betriebseinrichtung des Wagens zum Teil abzuhelfen sucht, werden beim Dampfmotorwagen vermieden, wobei man allerdings den Dampferzeuger in den Kauf nehmen muß. Durch diesen wird das Eigengewicht des Wagens erhöht; wie oben erörtert, ist das aber hier weniger von Belang. Ferner wird die Strecke, die man ohne Erneuern des Brennstoff- und Wasservorrates durchfahren kann, verkürzt; auch das kommt aber am wenigsten dort zur Geltung, wo gerade Eisenbahnmotorwagen sich der vielen Haltestellen wegen am besten bewährt haben. Da findet man leicht Gelegenheit zum Einnehmen von Wasser und Kohle. Schließlich ist noch zu beachten, daß der Dampferzeuger häufig einen besondern Mann zur Bedienung braucht, wodurch die Zugförderkosten erhöht werden. Abgesehen davon, daß diese Hülfskraft, die keiner Schulung bedarf, sehr billig sein kann, gibt es schon eine Reihe von Dampfmotorwagen für Eisenbahnen, bei denen das Beschicken und Beaufsichtigen des Dampferzeugers dem Wagenführer überlassen werden kann.

Man kann die Ueberlegenheit des Dampfbetriebes für Eisenbahn-Motorwagen anerkennen, ohne darin schon eine endgültige Entscheidung für die Wahl des Betriebsmittels erblicken zu müssen. Schon heute wird es Fälle geben, wo man aus wirtschaftlichen Gründen den Benzinwagen bevorzugen wird. Und ob der Zweitaktmotor oder die Dampfturbine berufen ist, eine Umwälzung im Bau von automobilen Fahrzeugen hervorzubringen, kann uns erst die Zukunft lehren.

II. Verschiedene Bauarten von Eisenbahn-Motorwagen.

a) Wagenformen.

Dem äußeren Aufbau nach kann man die Eisenbahn-Motorwagen trennen in lokomotivähnliche und solche, die mehr den Personenwagen nachgebildet sind. Wagen der ersteren Art werden heute vorzugsweise in England und Frankreich verwendet, soweit Motorwagen mit Dampfbetrieb in Frage kommen. Als Kennzeichen ist ein verhältnismäßig langsam laufender Zwillingsmotor, in neuerer Zeit auch Verbundmotor anzusehen, dessen Triebwerk ähnlich wie bei Lokomotiven an einem der Räderpaare unmittelbar angreift. Einer der bemerkenswertesten dieser Wagen ist auf der Linie Fratton-Southsea bei Portsmouth für den Anschlußverkehr der London and South Western und der London, Brighton and South Western Railway im Betrieb, Fig. 1 bis 3[1]). Der Wagen ist über den Puffern rd. 16,5 m lang und enthält neben einem Gepäckraum für 1 t Last zwei Personenabteile mit 14 Sitzplätzen I. und 32 Sitzplätzen III. Klasse. Er ruht auf zwei Drehgestellen von je 2,44 m Achsabstand und wird durch einen Zwillingsmotor mit nach vorn geneigten Zylindern von 178 mm Dmr. und 254 mm Hub und Heusinger-Steuerung angetrieben. Auf der Verlängerung des vorderen Drehgestelles ist unabhängig von dem Wagenkasten der Dampferzeuger gelagert, ein stehender Feuerbüchsenkessel von 11,7 qm Heiz- und 0,45 qm Rostfläche mit geneigten Wasserrohren in der Feuerbüchse. Vom Wagenkasten hebt sich das Gehäuse, welches den Führerstand umgibt, deutlich ab, wodurch das lokomotivähnliche Aussehen der Wagen, Fig. 1, verstärkt wird. Der Wagen, der im Betrieb 23 t wiegt, soll seine höchste Geschwindigkeit von 45 km/st schon nach 45 sk erreichen können. Man hat anfangs gehofft, durch Einführung dieser Motorwagen insbesondre auf den Londoner Vorortstrecken während der Stunden schwächeren Verkehrs eine Ermäßigung der Zugförderkosten zu erzielen und so mit den viel billigeren elektrischen Straßenbahnen in Wettbewerb treten zu können.

Der in Fig. 4 und 5 wiedergegebene Wagen, der von der Midland Railway Company auf einer rd. 6 km langen

Fig. 8 bis 10.
Dampfwagen der niederösterreichischen Landesbahnen.

[1]) Engineering 22. Mai 1903.

Fig. 11 bis 13. Dreiachsiger Dampfwagen, Bauart Komarek.

Strecke in der Nähe von Lancaster betrieben wird[1]), ist über 18 m lang und kann insgesamt 64 Reisende aufnehmen. Die beiden Achsen des treibenden Drehgestelles sind mit einander gekuppelt; sie nehmen rd. zwei Drittel des 36 t betragenden Wagengewichtes auf. Die Einteilung des Wageninnern und die Anordnung der Sitze gehen aus Fig. 5 hervor. Der Wagen wird von einem Zwillingsmotor von 280 mm Zyl.-Dmr. und 381 mm Hub angetrieben.

Außerdem wird der Bau lokomotivähnlicher Motorwagen für Eisenbahnen seit einigen Jahren von der Maschinenfabrik F. X. Komarek in Wien gepflegt, deren Erzeugnisse in den Figuren 6 bis 13 wiedergegeben sind. Der auf einer schmalspurigen Nebenbahn in der Nähe von Wien betriebene Dampfwagen, Fig. 6, nimmt bei 24,4 t Gewicht 35 Personen auf und kann, wie ersichtlich, noch mehrere Anhänge- und Güterwagen auf ganz beträchtlichen Steigungen mitführen. Aus Fig. 8 bis 10, die einen etwas kleineren Schmalspurwagen der K. K. Staatsbahndirektion St. Pölten darstellen, sind alle Einzelheiten zu ersehen. Der Wagen, der 35 km/st zu erzielen vermag, wird von einem Verbundmotor von 140 und 200 mm Zyl.-Dmr. und 250 mm Hub angetrieben; der Treibachsdruck beträgt 5 t. Der stehende Dampferzeuger, auf dessen Konstruktion ich noch näher eingehen werde, hat 25 at Betriebsdruck und wird aus einem unter dem Wagenkasten gelagerten Wasserbehälter mittels einer zwangläufig angetriebenen senkrechten Pumpe gespeist. Daneben ist noch ein Injektor zur Aushülfe

Fig. 14.

Dampfwagen von 30 PS, Bauart Ganz & Comp.

[1]) The Engineer 26. August 1904.

vorhanden. Der Wagen verbraucht im Mittel 2 kg Kohle für 1 Zugkilometer bei 8 bis 16 t Zuggewicht.

Der in Fig. 7 abgebildete Wagen hat nachträglich mit einer vorderen Laufachse versehen werden müssen, um die Treibachse zu entlasten. Aus diesem Grunde hat die Fabrik bei ihren neueren, für das Niederösterreichische Landeseisenbahnamt bestimmten Motorwagen für vollspurige Strecken eine **dreiachsige Bauart** gewählt, Fig. 11 bis 13, wobei die mittlere Achse Treibachse ist, während die vordere das Gewicht des Dampferzeugers aufnimmt.

Nachstehend sind die Ergebnisse von Versuchsfahrten mit einem Komarek-Wagen auf der Strecke Kornneuburg-Ernstbrunn der Niederösterreichischen Landesbahnen angeführt.

Zylinderdurchmesser	260/380 mm
Hub	450 mm
Durchmesser der Treibräder	1000 »
Kesselheizfläche insgesamt	38,20 qm
» wasserberührt	31,70 »
Ueberhitzungsfläche	6,50 »
Rostfläche	0,90 »
Dampfspannung	13 at
Inhalt des Wasserkastens	1800 ltr
größte Verdampfung auf 1 qm Gesamtheizfläche	82,5 »
1 kg Kohle verdampft Wasser von 20° C	7,5 »
größte Leistung	227,20 PS
mittlere Geschwindigkeit	30,00 km/st
größte »	47,00 »
Dampfverbrauch	11,84 kg/PS$_i$-st
Kohlenverbrauch	1,6 »
Wasserverbrauch	34,00 ltr/km
Kohlenverbrauch ausschließlich Bremse	4,35 kg/km
» einschließlich »	5,16 »
»	0,076 kg/tkm
Dampfverbrauch der Bremse	130,00 kg/st

Eisenbahnmotorwagen der eben beschriebenen Art haben, wie insbesondre aus Beobachtungen in England hervorgeht, die Eigenart, daß sie bei höheren Fahrgeschwindigkeiten, etwa 70 km/st, sehr heftige Schlingerbewegungen ausführen, deren Takt mit der Umlaufzahl der Treibräder genau übereinstimmt[1]). Die Erklärung dafür ist nur in dem Einfluß der nicht vollständig ausgeglichenen hin- und hergehenden Massen des Motors zu suchen, ein Einfluß, der wohl auch bei gewöhnlichen Lokomotiven vorhanden ist, dort aber wegen der großen Abstände der fest gelagerten Treibachsen viel weniger zur Geltung kommt als bei den leicht beweglichen zweiachsigen Drehgestellen der Eisenbahnmotorwagen. Ein Beweis für die Richtigkeit dieser Erklärung ist, daß das Schlingern auch beim Fahren ohne Dampf, also auf Gefällstrecken, in gleicher Weise beobachtet worden ist. Um diesem Fehler abzuhelfen, kann man gekröpfte Treibachsen verwenden und die Zylinder gegen die Wagenmitte verschieben, so daß der Hebelarm der auf Verdrehen des Drehgestelles wirkenden Kräfte verringert wird. Man kann ferner die freie Beweglichkeit des treibenden Drehgestelles gegenüber dem Wagenkasten durch Bremsvorrichtungen einschränken, so daß wenigstens die taktweisen Schlingerbewegungen nicht mehr entstehen können.

Gänzlich vermieden werden jedoch die Schlingerbewegungen des Wagengestelles infolge der Massenwirkung des Motors nur bei den mit raschlaufenden Motoren ausgerüsteten Eisenbahnmotorwagen, die den Personenwagen nachgebildet sind. Da hier zwischen Motorwelle und Treibachse des Wagens stets ein Rädervorgelege eingeschaltet ist, kann von einer Einwirkung hin- und hergehender Massen keine Rede mehr sein. Während man anfänglich trachtete, sich möglichst genau an die übliche Bauart der Personenwagen zu halten, Fig. 14 und 15, hat sich auch hier mit der Zeit eine bestimmte Wagenform herausgebildet, als deren hervorragendste Vertreter die Dampfwagen von Ganz & Comp. in Budapest, Fig. 16 bis 18, angesehen werden können. Besondre Betrachtung beansprucht hiervon der 100pferdige Zweimotorenwagen, Fig. 18, der bei gewöhnlicher Ausführung ebensoviel Plätze enthalten soll wie der vierachsige Wagen, Fig. 17. Die Abbildung stellt den als Salonwagen mit 40 Sitzplätzen für Versuchszwecke gebauten ersten Wagen dieser Art dar. Die Ergebnisse der Probefahrten mit diesem Wagen sind auf S. 1549 wiedergegeben.

Wenn man bedenkt, daß bei der geringen Motorleistung dieses Wagens Fahrgeschwindigkeiten von 70 bis 80 km/st erzielt worden sind, so wird man unwillkürlich auf den Gedanken geführt, ob denn die Schnellbahnfrage, die heute alle Eisenbahntechniker beschäftigt, nicht auch auf Grundlage des Eisenbahn-Motorwagens mit Aussicht auf Erfolg in Angriff genommen werden könnte.

Ein englischer Vertreter dieser Gruppe von Motorwagen ist der benzin-elektrische Wagen der North Eastern Railway, Fig. 19[1]), der in neuester Zeit auch von der General Electric Co. in Schenectady nachgebaut wird und wegen seines großen Betriebsgewichtes bemerkenswert ist.

Aus Mangel an Drehscheiben und vornehmlich auch, um Zeitverluste zu vermeiden, wird an Eisenbahn-Motorwagen die Forderung gestellt, daß sie nach beiden Richtungen hin betriebsfähig sein müssen. Dem wird dadurch entsprochen, daß an jedem Wagenende ein Führerstand angeordnet wird, zu dem alle zum Anlassen und Abstellen des Motors und zum Bremsen des Wagens notwendigen Gestänge hinlaufen. Bei Dampfwagen fällt das Amt des Wagenführers, wenn sich der Dampferzeuger hinten befindet, gewöhnlich dem Zugbegleiter zu. Eine ganz eigenartige Lösung dieser Aufgabe hat die französi-

Fig. 15.

Benzinwagen von 10 PS, gebaut von der Daimler-Motoren-Gesellschaft, Cannstatt.

[1]) The Engineer 12. August 1904.

[1]) The Engineer 22. August 1904.

Fig. 16.

Dampfwagen von 50 PS, Bauart Ganz & Comp. 32 Sitzplätze, 6 Stehplätze, Betriebsgewicht 12 8 t.

Fig. 17.

Vierachsiger Dampfwagen von 35 PS, Bauart Ganz & Comp.

51 Plätze, Betriebsgewicht 19,4 t.

Fig. 20.

4230

sche Nordbahn gefunden, die schon seit dem Jahre 1893 Versuche mit Eisenbahn-Motorwagen mit elektrischem und mit Dampfbetrieb anstellt. Der Wagen, Fig. 20 bis 22[1]), besteht aus drei gelenkig miteinander verbundenen zweiachsigen Teilen und wiegt im Betrieb 43 t. Der mittlere Teil ist als Treib- und Gepäckwagen ausgebildet, die Enden sind Personenwagen erster bis dritter Klasse und können insgesamt 76 Reisende aufnehmen. Zur Bedienung sind nur 2 Mann notwendig: ein Wagenführer, der den Dampferzeuger mit beaufsichtigen kann, und ein Zugbegleiter, dem die Ausgabe der Fahrscheine obliegt. Um dem Wagenführer, der je nach der Fahrtrichtung den Platz *A* oder *B*, Fig. 22, einzunehmen hat, den freien Ausblick auf die Strecke zu sichern, sind die Gehäuse der beiden

[1]) Revue générale des Chemins de fer Januar 1904.

Fig. 19.

Benzin-elektrischer Wagen der North Eastern R.R.

Fig. 18.

Zweimotorenwagen von 100 PS, Bauart Ganz & Comp.

Dampfwagen der französischen Nordbahn.

Fig. 21.

Fig. 22.

Ergebnisse von Probefahrten mit dem Zweimotorenwagen, Bauart Ganz & Comp., von 100 PS.

Datum	28. Juli 1904		29. Juli 1904		18. November 1904			
Strecke	Budapest-Hatvan	Hatvan-Budapest	Budapest-Párkány-Nána	Párkány-Nána-Budapest	Paris-Corbeil-Essonne	Corbeil-Essonne-Malesherbe	Malesherbe-Corbeil-Essonne, mit 1 Anhängewagen von 18 t Gewicht	Corbeil-Essonne-Paris
	Steigungen bis 6,7 ‰, wenig flache Stellen		wenige Steigungen bis 3 ‰		flache Bahn mit vielen Krümmungen	bei Hinfahrt: ununterbrochene Steigungen von 2 bis 10 ‰ längste Steigung: 4 km mit 10 ‰		flache Bahn mit vielen Krümmungen
Länge der Strecke . . . . . kg	69	69	78	78	32	44	44	32
Fahrzeit . . . . min	81,5	73,5	63	64	45	57	57	49
mittl. Fahrgeschwindigkeit . km/st	51	56	74	73	43,5	26,2	46,2	42,6
größte » . .	Steigung 4,3 ‰: 70 km/st Gefälle 6,7 ‰: 100 km/st	Gefälle 6,7 ‰: 85 km/st	ebene Strecke: 85 km/st	ebene Strecke: 86 km/st	—	Steigung 2 ‰: 65 km/st; 10 ‰: 45 km/st	—	—
Wasserverbrauch . . . . . . ltr	1390	1340	1465	1480	—	968	880	—
desgl. . . . . ltr/km	20	19,4	18,8	19	—	22	20	—
Kohlenverbrauch (Petroleum, Koks) . . . . kg	164	162	180	194	—	101	97	—
desgl. . . . . kg/km	2,37	2,34	2,3	2,49	—	2,3	2,2	—
Verdampfungszahl	8,5	8,3	8,14	7,65	—	9,56	9,1	—

Personenwagen an den betreffenden Seiten eingezogen, Fig. 20. Der hierdurch an der Längsseite jedes Personenwagens entstehende niedrige Raum wird zur Aufbewahrung von Reisegepäck benutzt. Diese Konstruktion hat den Vorteil, daß die Führung des Wagens in jedem Falle dem Wagenführer, und nicht das einemal ihm, das andremal dem Zugbegleiter, zufällt. Allerdings ist hier der Ausblick auf die Strecke nur zum Teil frei, aber bei den geringen Fahrgeschwindigkeiten dieser Wagen wird das kaum bedenklich sein.

(Fortsetzung folgt)

Fortschritte auf dem Gebiete der elektrischen Zugförderung.

Von Dr.-Ing. Friedrich Eichberg.

(Vorgetragen auf der 46sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure am 21. Juni 1905 in Magdeburg.)

I. Es hat eine Zeit gegeben, wo die Elektrotechniker wähnten, Akkumulatoren für den elektrischen Zugförderungsdienst in Vorschlag bringen zu können; dann auch eine Zeit, wo sogenannte gemischte Systeme (Stromzuführung auf der Strecke und Akkumulatorenbetrieb in den Stationen) alle Aussicht auf Erfolg zu haben schienen. Diese Hoffnungen sind aufgegeben worden. Die Akkumulatoren sind zu schwer, ihre Abnutzung zu groß, ihre Ueberlastungsfähigkeit und Widerstandsfähigkeit nicht ausreichend für den Bahnbetrieb.

Für den elektrischen Betrieb sprechen dem altbewährten Dampfbetrieb gegenüber die größere Anpaßfähigkeit an die Verkehrsverhältnisse (veränderliche Zuglänge, große Beschleunigung), der reinlichere Betrieb und die größere Wirtschaftlichkeit in allen jenen Fällen, wo sehr billige Betriebskraft für die Erzeugung der elektrischen Energie zur Verfügung steht. Der elektrische Betrieb wird also den Dampfbetrieb verdrängen: auf den Stadt- und Vorortbahnen, auch dort, wo der Strom in Dampfkraftwerken gewöhnlicher Art erzeugt wird; auf den Voll- und Nebenbahnen im Gebirge, wo Wasserkräfte vorhanden sind, die erlauben, den elektrischen Strom so billig herzustellen, daß der Dampfbetrieb wirtschaftlich nicht mehr aufkommen kann; auf Kleinbahnen, wo kleine oder veränderliche Zugeinheiten in rascher Folge verkehren sollen.

Die Amerikaner haben den Gleichstrombetrieb, wie er für Straßenbahnen ausgebildet war, auf Ueberlandbahnen und auf Stadtbahnen übertragen. Die hochgespannten Wechselströme müssen dabei mittels rotierender Umformer in Gleichstrom verwandelt werden. Der mittlere (Tages-) Wirkungsgrad beträgt bei solchen Umformern je nach den Verkehrsverhältnissen 66 bis 75 vH. Diese Umformer müssen ständig bedient werden und erfordern nicht unbedeutende Anschaffungskosten.

In Europa faßte man die Aufgabe, Bahnen elektrisch zu betreiben, unmittelbarer an. Der hochgespannte Wechselstrom mußte zur Energieübertragung dienen; warum sollte er dem Zug nicht auch zugeführt werden können? Ganz & Comp. leisteten auf der Veltlintal-Bahn[1]) Pionierarbeit, die bei den Schnellbahnversuchen von Siemens & Halske und der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft[2]) fortgesetzt wurde. Dort wurden 3000 V, hier bis 12000 V Oberleitungsspannung verwendet.

Es drängt sich die Frage auf, warum die Elektrotechniker nicht höhere Gleichstromspannung zur breiten Anwendung empfehlen. Gleichstrom kann nicht mit höherer Spannung erzeugt werden, um in Strom niedrigerer Spannung durch ruhende Umformer umgewandelt zu werden. Während wir Wechselströme mit Spannungen von 40000 und selbst 60000 V zur Arbeitsübertragung verwenden können, um an beliebig zu wählenden Punkten durch ruhende Umformer die Spannung herzustellen, die wir am Wagen oder an der Oberleitung verwenden wollen, wären wir bei Gleichstrom auch für die Arbeitsübertragung an die Spannung gebunden, welche am Wagen noch verwendet werden kann. Und bei Gleichstrom muß die hohe Spannung in die mit den Radachsen unmittelbar oder durch Zahnräder gekuppelten Anker geleitet werden, d. h. in diejenigen Teile, welche den größten mechanischen und elektrischen Stößen ausgesetzt sind. Jede Spannungssteigerung von wenigen hundert Volt wird mit einem Opfer an Betriebsicherheit und Widerstandsfähigkeit der Motoren erkauft. Man könnte daran denken, mehrere Motoren in Reihe zu schalten. Die Spannung gegen Körper (Eisen) bleibt aber dennoch, und dabei gibt die Reihenschaltung eine gegenseitige Abhängigkeit der einzelnen Motoren, die nicht erwünscht ist. Beträgt die Wagenspannung mehrere tausend Volt, dann müssen die Ströme für Beleuchtung, Heizung und Steuerung durch rotierende Umformer — am Wagen sitzend — in solche mit mäßiger Spannung umgewandelt werden. Alles zusammen genommen sind daher auf dem Gebiete des hochgespannten Gleichstromes nach Ueberwindung bedeutender Schwierigkeiten große Erfolge für die Elektrotechnik nicht zu holen, weil die Grenzen der bewältigbaren Energie und Entfernung zu enge sind.

II. Vom Standpunkte der Arbeitsübertragung kommen daher nur Wechselströme in Betracht. Nun zur Frage der Stromzuführung. Es ist bekannt, daß die Amerikaner mit der dritten Schiene einsetzten, die nachher auch in Europa vielfach angewendet worden ist. Ihre Betriebsicherheit bis 800 V ist durch die Erfahrung erwiesen.

Abgesehen von den hohen Kosten, die die dritte Schiene verursacht, ist sie für höhere Spannungen völlig ungeeignet, und sie ist — ganz unabhängig von der Höhe der Spannung — den Oberbautechnikern ein Dorn im Auge, weil sie die Ueberwachung und Instandhaltung der Gleise sehr erschwert.

Eine Gleichstrom-Oberleitung für höhere Spannung ist natürlich nicht unmöglich. Aber die Grenze der Spannung ist durch die Motoren gegeben und dürfte 2000, höchstens 3000 V betragen. Mit dieser Spannung beherrscht man nur geringe Entfernungen und mäßigen Verkehr. Will man durch Verwendung eines Dreileitersystems die Uebertragungsspannung verdoppeln, so kommt man zu 2 verschiedenen Polen an der Oberleitung, die gegeneinander etwa 3000 V aufweisen.

Im Veltlintal ist den Wagen von Ganz & Comp. zum erstenmal Drehstrom mit 3000 V Phasenspannung mittels Oberleitung zugeführt. 2 Pole sind Oberleitungsdrähte, der dritte Pol die Schiene. Die Ueberwindung der Schwierigkeiten scheint bei 3000 V nach mehrjähriger Ingenieurarbeit noch möglich gewesen zu sein. Jedenfalls stellen 3000 V bei doppelpoliger Oberleitung (sei es nun für Drehstrom oder für Gleichstrom) die Grenze dar. Bei der Schnellbahn Berlin-Zossen, wo Drehstrom mit einer Phasenspannung bis 12000 V Verwendung fand, waren Weichen oder Kreuzungen bekanntlich nicht vorhanden.

Das preußische Eisenbahnministerium hat im Jahre 1902, nachdem der damalige Regierungs- und Baurat Wittfeld sowohl die mit dritter Schiene ausgerüstete Bahn Mailand-Varese als auch die mit Drehstrom von 3000 V unmittelbar gespeiste Veltlintal-Bahn besichtigt hatte, eine einpolige Oberleitung als die wichtigste Grundbedingung für eine breite Verwendung der Elektrizität zur Zugförderung bezeichnet. Diese Oberleitung sollte statt der bei Straßenbahnen üblichen und im Veltlintal in etwas veränderter Form zur Ausführung gelangten Queraufhängung in Längsaufhängung angeordnet werden.

Es war um dieselbe Zeit, als der Einphasenmotor der Westinghouse Co.[1]) auftauchte und der von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft (damals Union E.-G.) gebaute Motor

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 185; 1905 S. 125, 375, 350.

[2]) s. Z. 1901 S. 1261, 1369; 1903 S. 1793; 1904 S. 1086.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1519.

Fig. 1.

Oberleitung der Einphasen-Versuchsbahn auf der Strecke Niederschöneweide-Oberspree.

Fig. 2.

Oberleitung der Einphasen-Versuchsbahn auf der Strecke Oberspree-Spindlersfeld.

von Winter und dem Verfasser das erste Versuchsstadium bereits hinter sich hatte.

Das preußische Eisenbahnministerium stellte anfangs 1903 die Strecke Niederschöneweide - Spindlersfeld, einen Ausläufer des Berliner Stadtbahnnetzes, zu Versuchszwekken zur Verfügung, und dort wurde am 14. August 1903 die erste Einphasenbahn in Betrieb gesetzt[1]).

Die Oberleitung zwischen Niederschöneweide und Oberspree, dem Mittelpunkt der Bahn, wurde nach Anregungen des Geheimrates Wittfeld in der in Fig. 1 dargestellten Weise ausgeführt. Zwischen Oberspree und Spindlersfeld ist die in Fig. 2 dargestellte Anordnung zur Anwendung gekommen. An einem bezw. zwei Drähten (Tragdrähten), die an Isolatoren — ganz ähnlich wie die für Hochspannungs-Freileitungen verwendeten Drähte — befestigt sind, ist alle 3 Meter der eigentliche Oberleitungsdraht mittels dünner Stahldrähte (Hängedrähte) aufgehängt.

Fig. 3.

Oberleitung der Stubaitalbahn bei Innsbruck.

Tragdraht und Oberleitungsdraht stehen unter Hochspannung. In Fig. 1 und 2 ist der Tragdraht nicht unmittelbar an den Isolatoren befestigt, sondern hängt mit isolierenden Schnallen an einem Quereisen, das auf Hochspannungsisolatoren ruht. Fig. 3 stellt einen Teil der Oberleitung der von der A. E. G.-Union E. G., Wien, ausgeführten Stubaitalbahn[1]) bei Innsbruck vor. Hier sind die Tragdrähte an Isolatoren unter Einschaltung von Porzellanzwischenstücken befestigt. Wieder ist der eigentliche Oberleitungsdraht mit Hängedraht etwa alle 3 Meter an dem Tragdraht aufgehängt.

Mit der vorzüglichen Isolation gewöhnlicher Hochspannungs-Freileitungen verbindet diese Bauart der Oberleitung einen ganz geringen Durchhang für den eigentlichen Stromzuführungsdraht und eine bedeutend größere Betriebsicherheit infolge der häufigen Verbindungen von Trag- und Stromzuführungsdraht.

[1]) s. Z. 1904 S. 303.

[1]) Z. 1904 S. 1127.

Fig. 4.

Endstation Fulpmes der Stubaitalbahn.

Fig. 5.

Tunnelausgang der Stubaitalbahn.

Fig. 6.

Einphasenmotor von 40 PS, 600 V und 40 Per./sk einer Kleinbahn in der Borinage.

Die einpolige Oberleitung macht natürlich in den Weichen und Kreuzungen keinerlei Schwierigkeiten. Fig. 4 zeigt die Endstation Fulpmes der Stubaitalbahn. Stromlose Stellen sind nicht erforderlich. Im Tunnel wird der Stromzuführungsdraht unmittelbar an Isolatoren in kurzen Abständen befestigt. Diese unmittelbare Aufhängung wird dann beim Ausgang des Tunnels in eine Tragdrahtaufhängung übergeführt. Fig. 5 gibt einen Tunnelausgang der Stubaitalbahn wieder.

III. Die Frage der Stromart ist nicht zuletzt eine Motorenfrage. Gleichstrommotoren bis 600 V haben auf dem Gebiete der Straßenbahnen ausgezeichnete Dienste geleistet. Ihre Betriebseigenschaften können als Maßstab für die Beurteilung der andern Motorensysteme dienen.

Der Drehstrommotor mit Schleifringen, wie er bei der Verwendung von Drehstrom am Wagen allein in Betracht käme, hat die Charakteristik eines Nebenschlußmotors, d. h. er hat nur eine wirtschaftliche Geschwindigkeit. Durch Zusammenschalten mehrerer Motoren (Kaskadenschaltung) kann man mehrere wirtschaftliche Geschwindigkeitsstufen erhalten; die Motoren sind aber dann untereinander verschieden und nicht für alle Geschwindigkeiten vollwertig.

Die Schleifringe erscheinen auf den ersten Blick baulich einfacher als der Kommutator. Aber die Praxis an Kraftübertragungsmotoren jeder Art zeigt keinerlei Nachteile der Kommutatoren gegenüber den Schleif-

ringen, es sei denn, daß diese bei Lauf spannungslos sind, oder doch nur niedrige Spannung haben.

Die Wechselstrom-Kollektormotoren, wie sie bei einphasigen Wechselströmen Verwendung finden, haben Kollektoren, wie sie Gleichstrommotoren für 150 bis 250 V aufweisen. Die Ankerspannung der Kollektormotoren ist nämlich — unabhängig von der Linienspannung und von der Ständerspannung — nicht höher als etwa 250 V bei einem 100 PS-Motor und 150 V bei einem 40 PS-Motor. Diese niedrige Spannung bedingt entsprechend höhere Läuferströme, aber sie gibt dem Anker eine womöglich noch größere Betriebsicherheit, als sie dem Gleichstromanker eigen ist. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird bei den neueren Einphasenmotoren die Spannung am Kollektor ganz wie beim Drehstrommotor kleiner. Bei diesen Motoren wird der größte Teil des Ankerstromes nicht nach außen geführt; er verläuft vielmehr zwischen den Bürsten.

Während die Bauart der Gleichstrommotoren als bekannt vorausgesetzt werden darf und auch die Drehstrommotoren der Veltlintalbahn vielfach beschrieben sind, möchte ich den Einphasen-Kollektormotor in einigen Bildern vorführen.

Fig. 6 zeigt einen aufgeklappten Motor, wie er auf einer belgischen Kleinbahn in der Borinage in Verwendung steht. Dieser Motor ist für 40 PS, 40 Doppelwechsel (Perioden) und 600 V gebaut. Der Ständer ist aufklappbar. Den sechs Polen entsprechen je 2 Spulen. Spulenkreuzungen kommen nicht vor. Der Anker gleicht völlig einem Gleichstromanker. Die Arbeitströme verlaufen zwischen 2 Bürstenpaaren (das Bild zeigt zwischen den entfernteren beiden Bürsten den Bürstenverbinder). 2 weitere Bürsten führen die sogenannten Erregerströme der Armatur zu. Gleich einem Gleichstrommotor hat auch dieser Motor nur 2 Ankerkabel und 2 Ständerkabel.

Fig. 7, 8 und 9 sind an den auf der Stubaitalbahn laufenden Motoren aufgenommen.

Diese Bahn wird unmittelbar vom städtischen Elektrizitätswerk an der Sill bei Innsbruck[1]) mit 42 Perioden gespeist. Auch ihre Motoren sind teilbar und unterscheiden sich eigentlich nur wenig von den in Fig. 6 dargestellten. Fig. 7 zeigt den Anker, Fig. 8 den geschlossenen Motor mit geöffnetem oberem Deckel. Man sieht 2 Oeffnungen, die so groß sind, daß die Bürsten bequem ausgewechselt werden können. Die genau symmetrischen Oeffnungen befinden sich auf der Unterseite des Motors. Fig. 9 stellt den vollkommen geschlossenen Motor dar.

Die Figuren 10, 11 und 12 mögen noch einen unmittelbar mit 6000 V gespeisten Motor, wie er für einen Versuchszug der schwedischen Staatsbahnen von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft gebaut worden ist, vorführen. Den Anker zeigt wieder Fig. 10. Er gleicht ganz und gar einem Gleichstromanker und würde auch unverändert für einen Motor mit 600 V Wechselstrom oder weniger taugen. Fig. 11 gibt den Motor, der für 25 Perioden, 6000 V und 120 PS gebaut ist, mit geöffneten Deckeln wieder. Fig. 12 zeigt den geschlossenen Motor; in diesem Zustand ist er allen Anstrengungen des Bahnbetriebes ebenso gewachsen, wie ein Gleichstrommotor für den zehnten Teil der Betriebspannung. Motoren ganz ähnlicher Bauart laufen auf der bereits erwähnten Strecke Niederschöneweide-Spindlersfeld mit bestem Erfolg.[2])

Fig. 7 bis 9. Einphasenmotor der Stubaitalbahn.

Fig. 7. Anker.

Fig. 8. Motor mit geöffnetem oberem Deckel.

Fig. 9. Völlig geschlossener Motor.

Einphasenmotoren laufen auch auf der von den Siemens-Schuckert-Werken ausgerüsteten Linie Murnau-Oberammergau, der von der General Electric Co. ausgerüsteten Linie Pontiac-Iolliet und der von der Westinghouse Co. gebauten Indianapolis Railway.

Der Einphasenmotor, der mit der einpoligen Hochspannungs-Oberleitung zusammen die vollkommenste Lösung für Bahnen, die für elektrischen Betrieb reif sind, vorstellt, ist also ein nunmehr gegebenes Element.

Ganz wie der Gleichstrommotor läuft er bei größerer Zug-

[1]) s. Z. 1905 S. 989.
[2]) vergl. Z. 1904 S. 305.

kraft von selbst langsamer, und bei geringerer Zugkraft schneller: beides Eigenschaften, die dem Drehstrommotor nicht zukommen, die aber von hervorragender praktischer Wichtigkeit sind.

Noch müssen wir die Frage der Wirtschaftlichkeit des neuen Motors im Vergleich zu seinen Konkurrenten streifen. Der Wirkungsgrad bei einer bestimmten — z. B. der sogenannten normalen — Umlaufzahl hat keine große Bedeutung im Bahnbetrieb. Denn der Motor läuft in den verschiedenen Augenblicken mit verschiedener Zugkraft und Geschwindigkeit und verändert daher unaufhörlich seinen Wirkungsgrad. Erst der Verlauf des Wirkungsgrades für die verschiedenen Belastungszustände zusammen mit dem Verlauf von Zugkraft und Geschwindigkeit gibt einen Aufschluß über die Wirtschaftlichkeit und den Stromverbrauch eines Motors. Das Ergebnis derartiger Untersuchungen ist der Wattstundenverbrauch pro Tonne und Kilometer auf einem bestimmten Streckenprofil unter Zugrundelegung eines bestimmten Fahrplanes.

Genaue Versuche auf der Spindlersfelder Bahn haben ergeben, daß der Wattstundenverbrauch am Wagen die gleiche Höhe hat wie bei Gleichstrombahnen mit der gleichen Betriebsweise. Dem etwas geringeren Wirkungsgrad der Einphasenmotoren steht der Wegfall der Widerstandsverluste beim Anfahren gegenüber.

Auf der Stubaitalbahn ist gelegentlich auch der Versuch, bei der Talfahrt Strom zurückzugeben, mit vollem Erfolg gemacht worden. Diese Nutzbremsung, so einfach sie sich auch durchführen läßt, hat für solche Bergbahnen, die den Strom aus einem Wasserkraftwerk beziehen, gar keinen Wert. Auch für städtische Vorortbahnen, wo man in dieser Weise bei Einphasenstrom im allgemeinen nur bis zum sogenannten Synchronismus bremsen und damit je nach dem Geschwindigkeitsverlauf 8 bis 12 vH an Wattstunden pro Tonne und Kilometer sparen würde, hat die Nutzbremsung eine entsprechend stärkere Beanspruchung der Motoren und deshalb höhere Erhaltungskosten zur Folge. Bei Gleichstrommotoren hat man auch dort, wo Nutzbremsung durchführbar gewesen wäre, mit Rücksicht auf die erhöhte Erwärmung und die vergrößerten Reparaturkosten von der Nutzbremsung überall Abstand genommen, mit Ausnahme von sehr steilen Bergbahnen.

Bei Drehstrommotoren kann man, Kaskadenschaltung vorausgesetzt, einen etwas größeren Teil des Wattstundenverbrauches zurückgewinnen (etwa 10 bis 15 vH). Aber auch hier tritt die größere Erwärmung ein. Diese Schaltung schränkt die Verwendungsfähigkeit der einzelnen Motoren ein und ergibt eine sehr schlechte Ausnutzung des Adhäsionsgewichtes. Nichtsdestoweniger spielt die Kaskadenschaltung eine ziemliche Rolle beim Drehstrom, weil ohne sie die Widerstandsverluste beim Anfahren viermal so groß werden wie beim Gleichstrom-Reihen-Parallelsystem. Immerhin ist es bemerkenswert, daß der Einphasen-Wechselstrommotor die Möglichkeit, Energie wiederzugewinnen, wie sie der Mehrphasenmotor darbietet, mit der Eigenschaft des Gleichstrommotors, veränderliche Geschwindigkeit zu gestatten, vereinigt.

Die guten Ergebnisse der Versuchsfahrten in Spindlersfeld haben den Entschluß der preußischen Eisenbahnverwaltung heranreifen lassen, die Stadt- und Vorortbahn Blankenese-Altona-Ohlsdorf als Einphasenbahn auszugestalten. Auch dort soll Strom von 6000 V und 25 Perioden auf der Strecke zur Anwendung kommen. Aus zwei Teilen bestehende Triebwagen mit 6 Achsen und 3 Motoren (2 auf der einen, einem auf der andern Wagenhälfte) sollen einzeln oder in Zugzusammenstellungen zu 2, 3 oder 4 den Stadt- und Vorortbetrieb versehen. Die Züge sollen elektrisch geheizt werden, und zwar so, daß diese Heizung nur dann in Tätigkeit ist, wenn kein Strom für die Motoren entnommen wird. Dadurch werden die Energietäler ausgeglichen, und die Heizenergie wird den Kohlenverbrauch nicht wesentlich erhöhen. Dieses Verfahren ist bereits in Spindlersfeld erprobt worden. Die Wagen werden mit niedervoltigen Lampen von 25 Perioden, die Bahnhöfe mit Bogenlampen von 50 Perioden beleuchtet werden.

Fig. 10 bis 12.
120pferdiger Einphasenmotor der A. E. G. für 6000 V und 25 Per./sk.
(Versuchszug der schwedischen Staatsbahnen)

Fig. 10. Anker.

Fig. 11. Motor mit geöffnetem Deckel.

Fig. 12. Geschlossener Motor.

Die Erdölgewinnung bei Wietze (Prov. Hannover).

Von **W. Kaemmerer.**

Die zurzeit ergiebigsten Erdöllagerstätten Deutschlands befinden sich bei Wietze-Steinförde in der Provinz Hannover an der Eisenbahnstrecke Celle-Schwarmstedt.

Die Ausbeute betrug:

im Jahr	t	im Jahr	t	im Jahr	t
1893 . .	897	1897 . .	1 546	1901 . .	23 266
1894 . .	1 088	1898 . .	1 740	1902 . .	28 797
1895 . .	886	1899 . .	2 536	1903 . .	41 000
1896 . .	809	1900 . .	27 042		

Nach den bisherigen Erschließungen erstreckt sich das ölführende Gebiet über eine Fläche von ungefähr 4 km Länge und 1 bis 2 km Breite. Hier sind in verschiedenen Tiefen drei Oelhorizonte festgestellt, und zwar zwei in der Juraformation und einer im Tertiär; der letzte Horizont kommt jedoch für die heutige Gewinnung kaum mehr in Betracht. Die geologische Formation weist die für Oelfunde kennzeichnende Beschaffenheit auf: stark zerklüfteten, porösen Sandstein, eingeschlossen von buntfarbigen Tonen und andern durcheinander gelagerten Gesteinschichten, wie Kalkstein, Mergel usw.

Neben dem Wietze-Fluß liegt, sich nach Südosten hinziehend, in größeren Teufen ein mächtiges Salzlager mit ebenfalls sehr gestörten Lagerungen. Aus den fossilen Ueberresten, die beim Abteufen der Bohrlöcher mit in die Höhe gebracht worden sind, hat man feststellen können, daß es sich um Ablagerungen aus einem Salzgewässer, also aus einem Meerbusen handelt, so daß die Theorie über das Entstehen des Erdöles aus tierischen und pflanzlichen Ueberresten auch hier eine Bestätigung findet.[1])

Die Geschichte des Oelvorkommens in Wietze reicht über 100 Jahre zurück. Zu jener Zeit wurde von den Bauern von einigen Wassertümpeln in der Gegend eine teerartige Schmiere abgeschöpft und als Wagenfett verkauft. Im Jahre 1860 nahm sich die hannoversche Regierung der Sache an und ließ einige Bohrungen niederführen, die jedoch ohne Erfolg blieben. 1886 wurden die Bohrungen, diesmal mit mehr Glück, wieder aufgenommen, und seit etwa 5 Jahren hat die industrielle Erschließung des Geländes in größerem Maße begonnen, so daß heute dort 14 Gesellschaften mit mehreren hundert Bohrtürmen bestehen[1]). Aus den beiden Juraschichten wird in Wietze schweres und leichtes Oel gewonnen, und zwar kommt das schwere Erdöl von 0,92 spez. Gewicht, das hauptsächlich zu Schmieröl verarbeitet wird, in Tiefen von rd. 140 bis 200 m, das leichte Erdöl von 0,86 bis 0,89 spez. Gewicht, das beim Raffinieren mehr Petroleum abgibt, von ungefähr 280 m ab vor.

Es seien nun die in Wietze zur Verwendung gelangenden Bohreinrichtungen und -verfahren vornehmlich an Hand der Anlagen der bedeutendsten dortigen Unternehmung, der Celle-Wietze-A.-G. für Erdölgewinnung, geschildert.

Fig. 1 und 2. Bohrturm für 15 m Gestängezug, 20 m hoch.

Fig. 3. Aufstellung eines Bohrturmes.

Sämtliche beschriebenen Geräte sind von der Firma H. Thumann, Tiefbohr-Unternehmung und Tiefbohrgeräte-Fabrik in Halle a. S., geliefert.

Das Grundstück der Gesellschaft bedeckt eine Fläche von rd. 23 ha, auf der 51 Bohrtürme[2]) aufgestellt sind. Die Bohrtürme, Fig. 1 und 2, sind Gerüste aus Kiefernholzbalken von rechteckigem Querschnitt, die durch eiserne Schraubbolzen und Klammern miteinander verbunden und durch

Fig. 4. Verbindung der Futterrohre.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1535.

[1]) Die einst in ärmlichsten Verhältnissen lebenden Bauern der Umgegend, die durch geringen Buchweizen- oder Kartoffelbau dem unfruchtbaren Boden der Lüneburger Heide ein kümmerliches Erträgnis abgewannen, sind durch die Oelindustrie wohlhabende, ja reiche Leute geworden. Neben den sehr hohen Bodenpreisen wird ihnen auf Grund von Verträgen von den Erdölgesellschaften für jedes Faß gewonnenen Erdöles eine Abgabe bis zu 8 ℳ gezahlt.

[2]) zur Zeit meines Besuches im September 1904.

diagonal gespannte Drahtseilanker versteift sind. Die Höhe des Bohrturmes richtet sich nach der Länge des einzuziehenden Bohrgestänges und beträgt in Wietze gewöhnlich 16 bis 21 m. Ueber die hölzernen Querstreben sind in verschiedenen Höhen mit Geländern versehene Bühnen gelegt, von denen aus die Gestängerohre oder Futterrohre zusammengeschraubt und geführt werden. Zum Schutze der im Bohrturm beschäftigten Personen gegen das Wetter wird das Gerüst in den meisten Fällen mit Brettern umkleidet. Die Aufstellung eines Bohrturmes veranschaulicht Fig. 3.

In Wietze wird je nach der Beschaffenheit der zu durchbohrenden Schichten nach verschiedenen Bohrverfahren gearbeitet. Man unterscheidet:

Fig. 5 bis 7.
Betriebsfertiger Bohrturm für kombinierte Freifall- und Diamantbohrung.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

a Bohrturm
b Schlammbehälter
c Platz für Brunnen
d Gestängerohre
e Arbeitsrohre
f Kernrohre
g Kohlenplatz
h vom Einbau übriggebliebene Rohre
i Rohre in Bereitschaft, nach den Durchmessern geordnet.

I. Bohrung mit festem Gestänge:
a) drehend mit Schappe, Löffelbohrer,
b) stoßend mit Rutschern, Freifall;

II. Bohrung am Hohlgestänge mit Wasserspülung:
a) mit Meißel und Schappe,
b) stoßend mit Freifallmeißel (30 bis 40 Schläge i. d. Min. bei 0,6 bis 1,2 m Hub),
c) stoßend mit Schnellschlagmeißel (80 bis 140 Schläge i. d. Min. bei 0,1 bis 0,16 m Hub),
d) drehend mit Diamantkronen.

Das Bohren mit Spülung, das in Wietze bis ungefähr 150 m Tiefe und mit besonderer Genehmigung der Bergbehörde auch darüber hinaus betrieben wird, geht bedeutend schneller vor sich und ist auch billiger als das Trockenbohren; als Nachteil des Spülbohrens bei Erdölmutungen wird häufig fälschlich geltend gemacht, daß die Oellager durch ausgeflossenes Spülwasser verwässert und die Bohrlöcher beschädigt würden. Jedoch nicht durch die Spülung, sondern durch mangelhafte Verrohrung tritt das sogenannte Verwässern der Oelschichten ein, indem das Grundwasser hinter den Schutzrohren durchdrückend in die Oelschichten eindringt.

Die Kosten für das Abteufen eines Bohrloches sind geringer

als in russischen und amerikanischen Erdölgebieten; sie betragen nach Angaben der Firma H. Thumann durchschnittlich 6000 ℳ bei 100 m und rd. 15000 ℳ bei 300 m (einschließlich Kosten der stehenbleibenden Verrohrung).

Zum Schutze gegen Zusammenbrechen und zum Abschluß der ölführenden Zonen gegen das in den darüberliegenden Schichten auftretende Wasser werden die Bohrlöcher mit patentgeschweißten eisernen Rohren ausgekleidet, bei denen besondrer Wert auf gerades Ausrichten und kreisrunden Innendurchmesser gelegt wird, damit sich das Bohrwerkzeug darin nicht klemmt oder sonstwie behindert wird. Aus demselben Grunde müssen die Verbindungen unter den einzelnen Rohren besonders sorgfältig hergestellt werden. Fig. 4 zeigt eine zweckmäßige Rohrverbindung für Bohrlöcher von 320 mm Weite und Bohrwerkzeuge von 290 mm größtem Durchmesser. Der auf das verlängerte Außengewinde gesetzte Ring soll das Eindringen der beiden Gewinde ineinander auf das richtige Maß sichern und durch festes Aneinanderschrauben der Rohre eine möglichst wasserdichte Verbindung bewirken. Bevor der Ring aufgeschraubt wird, wird das Gewinde mit etwas Salzsäure bestrichen, was den Ring schnell anrosten läßt. Hiernach wird das äußere Gewinde auf die bestimmte Länge abgestochen, falls nötig, die Verengung der Rohres durch Ausbohren auf das richtige Maß gebracht, das Ende innen schlank ausgerundet und das Einschrauben in das Innengewinde vollzogen. Zum Nachpressen der Futterrohre in weichen Schichten dienen entweder Handspindelpressen oder Druckwasserpressen.

Fig. 8.
Fahrbarer Bohrschwengel.

Zum Bohrgestänge werden in der Regel nahtlose Mannesmann-Rohre in Längen von 5 m mit 45 mm l. Dmr. und 6 mm Wandstärke, die auf 24000 kg Zugbeanspruchung geprüft sind, verwendet. Das aus geschweißten Rohren bestehende Arbeitsgestänge, das den oberen Teil des Bohrgestänges bildet, wird in verschiedenen Längen benutzt.

Fig. 9.
Bohrmeißel für Freifallbohrung.

Die Einrichtung und Anordnung eines betriebsfertigen Bohrturmes ist in Fig. 5 bis 7 dargestellt. Rechts in einem gedeckten Holzhause ist ein stehender Dampfkessel[1]) untergebracht, der eine Dampfwinde zum Heben des Bohrgestänges, der Futterrohre usw., einen stehenden einzylindrigen Dampf-Schlagzylinder (auf der linken Seite) zum Bewegen des Schwengels und eine kleine Dampfpumpe neben dem Kessel zum Fördern von Speisewasser und Bohr-Spülwasser speist. Das Spülwasser wird in ständigem Kreislauf immer wieder benutzt; der Bohrschlamm scheidet sich in 3 hintereinander geschalteten Niederschlagbehältern (Schwimmbecken) aus.

Im Kesselhaus wird öfter noch eine kleine Schmiedewerkstatt eingerichtet, um Reparaturen an Bohrgeräten sofort an Ort und Stelle vornehmen zu können.

Am kurzen Lastarm des Bohrschwengels ist das Bohrgestänge mittels einer Tragschelle in dem an zwei Ketten hängenden Lager leicht drehbar aufgehängt. An dem langen Schwengelarm greift der Schlagzylinder an, dessen Pleuelstange durch eine Kette ersetzt ist, da sie nur zum Herunterziehen des Schwengels, also zum Heben des Bohrgestänges, dient; das Heruntergehen des Gestänges und die Arbeit des Bohrmeißels wird durch das Eigengewicht bewirkt. Zum Ausgleich der Massen ist der lange Schwengelarm durch Gewichte beschwert; außerdem ist eine Prellvorrichtung angebracht. Der Schwengelkopf am kurzen Arm läßt sich zurückklappen, um zum Fördern von Rohren und Gestängen den Raum über dem Bohrloche schnell freimachen zu können. Die an der Tragschelle befestigten Ketten laufen über Rollen am Schwengelkopf und am Schwengelbock und von hier nach einer Nachlaßvorrichtung, welche durch ein Handrad verstellt werden kann, um je nach dem Bohrfortschritt das Gestänge tiefer in das Bohrloch zu senken. Aus Fig. 8, welche einen fahrbaren Bohrschwengel zeigt, sind die einzelnen Teile noch deutlicher ersichtlich; allerdings ist hier der Schwengelkopf nicht aufklappbar eingerichtet. Der Schlagzylinder wird selbsttätig oder mittels eines Handhebels gesteuert.

Zum Freifallbohren wird der in Fig. 9 dargestellte, aus steyrischem Stahl angefertigte Bohrmeißel benutzt. Das Spülwasser tritt hier aus dem Bohrgestänge in einen Kanal im Hals des Meißels und auf beiden Seiten oberhalb des Blattes aus.

Die Freifallvorrichtung Fig. 10 bis 13 (nach Fabian) besteht aus einem geschmiedeten Stahlzylinder *a*, in welchen das Abfallstück, Fig. 11, mit 2 mm Spielraum eingepaßt ist, wobei es sich mit einem Flügel in zwei einander gegenüberliegenden Schlitzen führt. Die Schlitzöffnungen sind nach außen durch ein über *a* geschobenes Mantelrohr verschlossen. Zur Wasserspülung ist das Abfallstück, an dem unten der Bohrmeißel befestigt ist, der Länge nach durchbohrt. Während das Gestänge emporgeht, ruht das Abfallstück mit dem Flügel auf einer Sitzfläche, die rechtwinklig vom Längsschlitz abzweigt, in der in Fig. 12 punktierten Stellung.

Fig. 10 bis 13.
Freifallbohrer.

Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.
Schnitt *A-B*.

Fig. 13.
Schnitt *C-D*.

[1]) Die ersten in Wietze aufgestellten Dampfkessel wurden mit Erdgas gefeuert.

Sobald die Freifallvorrichtung ungefähr um die Länge des Abfallstückes vom Boden des Bohrloches entfernt ist, wird dem zutage liegenden Gestänge eine Drehung von Hand nach rechts erteilt, das Abfallstück gleitet infolgedessen von der wagerechten Sitzfläche herab, und der Bohrmeißel fällt mit großer Kraft auf das Gestein. Der Vorteil dieser Vorrichtung besteht darin, daß der Stoß nicht auf das Gestänge übertragen wird, was leicht zu Stauchungen oder Brüchen führen würde.

Beim Freifallbohren wird das Gebirge zu einem groben Kies zerstoßen und entweder beim Bohren mit Wasserspülung durch einen ununterbrochenen Spülstrom oder beim Trockenbohren von Zeit zu Zeit mittels des Löffels nach oben befördert.

Der Löffel ist ein schmiedeisernes Rohr von etwas geringerem Durchmesser als das Bohrloch, das unten durch eine Klappe oder ein Kugelventil geschlossen ist. Bei der Berührung mit dem Schlamm öffnet sich das Ventil, der Zylinder füllt sich, und beim Heraufholen des Löffels drückt das Gewicht des Inhaltes den Verschluß herunter. Ueber Tage wird der Löffel durch Ausschütteln entleert.

Die Einrichtung eines Bohrturmes für Schnellschlagbohrung in weicherem Gestein und für Freifallbohrung für festere Schichten ist in Fig. 14 dargestellt. Während beim Freifallbohren die Anzahl der Bohrhübe 30 bis 40 i. d. Min. bei 600 bis 1200 mm Hubhöhe beträgt, gibt die Schnellschlageinrichtung 80 bis 140 Hübe i. d. Min. bei 100 bis 160 mm Hubhöhe. Zwischen Gestänge und Antriebvorrichtung ist zur Aufnahme der Stöße eine Federung eingeschaltet. Der Bohrschwengel besteht aus zwei Teilen, deren vorderer aufklappbar ist, und zwischen denen Spiralfedern eingeschaltet sind, damit die Stöße des Gestänges nicht auf die Antriebvorrichtung übertragen werden. Der vorn liegende Schwengelarm ist aus Holz, der hintere aus Eisenblech zusammengenietet. Die Kurbelscheibe *a* mit großem Hub wird beim Freifallbohren, Scheibe *b* mit kleinem Hub beim Schnellschlagbohren verwendet. Der Antrieb erfolgt durch Riemenübersetzung von der links stehenden Lokomobile aus. *c* ist eine Seiltrommel zum Heben des Gestänges usw.; bei Bohrtiefen von mehr als 400 m wird eine Dampfwinde (rechts in Fig. 14) aufgestellt. Zum Löffeln wird die Seiltrommel *d*, die von der Lokomobile unmittelbar durch Riemen angetrieben wird, benutzt, nachdem der vordere Schwengelarm hochgeklappt ist. Ueber dem Bohrloch ist eine Druckwasserpresse *e* zum Herunterdrükken der Futterrohre aufgestellt; die zugehörige Pumpe befindet sich in der vorderen Ecke des Bohrturmes.

Fig. 14.

Bohrturm für kombinierte Freifall-, Schnellschlag- und Diamantbohrung.

Einen vor kurzem in Wietze in Betrieb genommenen fahrbaren Bohrschwengel für Schnellschlag- und Freifallbohrung zeigt Fig. 15; der Hub wird hierbei durch Verstellen des oberen Angriffpunktes der Pleuelstange verändert.

Fig. 16 bis 18 zeigen verschiedene Bohrköpfe zum Drehbohren, deren Durchmesser etwas kleiner ist als die lichte Weite der zuletzt eingebauten Schutzrohre. Die einfachste Konstruktion ist der Spitzbohrer, Fig. 16, mit eingesetzter Stahlschneide. In Fig. 17 und 18 sind Diamantbohrer dargestellt, bestehend aus einem Zylinder von weichem Eisen, in dessen unteren Rand die Diamanten so eingesetzt sind, daß sie sich über die ganze Umfangsfläche verteilen.

Fig. 15.

Fahrbarer Bohrschwengel für Schnellschlag- und Freifallbohrung.

Die für das Bohren in hartem Gestein geeignetsten, jedoch auch teuersten Diamanten sind die besonders harten, hauptsächlich in Brasilien gefundenen schwarzen Diamanten. Das Einsetzen erfordert sehr genaue Arbeit, da die Steine sonst leicht ausbrechen und verloren gehen; mittels eines Handbohrers und feiner Meißel werden seitlich in die Bohrkrone Löcher eingearbeitet, deren Höhlung möglichst genau der Form des Diamanten angepaßt ist. Durch vorsichtiges Heranstemmen des weichen Eisens wird

der Diamant allmählich festgelegt und dann der untere Rand der Krone soweit abgefeilt, bis die Diamanten einige Zehntel Millimeter hervortreten. Die Rillen in der Richtung der Längsachse des Bohrers, s. Fig. 17 und 18, führen das Spülwasser zu. *a* in Fig. 18 ist ein aus Federstahl hergestellter, in der Mitte aufgeschnittener Ring, welcher dazu dient, den Bohrkern anzufassen und beim Hochheben des Bohrgestänges abzureißen und festzuhalten. Meistens bricht der Bohrkern bei einer gewissen Länge schon von selbst ab und wird

Fig. 16 bis 18. Bohrköpfe.

Fig. 16.

Spitzbohrer mit eingesetzten Stahlschneiden.

Fig. 17.

Diamantkronen.

Fig. 18.

Diamantkrone.

dann vom Ring *a* festgehalten. Wie aus der Figur ersichtlich, ist der mittlere innere Teil der Bohrkrone kegelig ausgedreht; beim Bohren befindet sich daher der Ring *a* kurz unterhalb des Anschlußstückes *b* an das Kernrohr *c*. Sobald nun das Bohrgestänge angehoben wird, geht der Ring *a* nach unten und klemmt den Bohrkern fest, so daß dieser abgerissen werden kann.

Beim Diamantbohren wird die an einer Bühne des Bohrturmes in Ketten hängende Vorrichtung, Fig. 19 und 20, verwendet. Die Bohrspindel (Fallrohr) wird mittels Riemens und Kegelradübersetzung von der Windenmaschine angetrieben, wie aus dem Grundriß, Fig. 6, ersichtlich ist. Das Arbeitsgestänge wird in der oberhalb des Getriebes an der Hülse *a*, Fig. 20, angebrachten Klemmvorrichtung *b* festgespannt. Zum Verlängern des Gestänges werden die Klemmschrauben gelöst und das Fallrohr hochgezogen und wieder an das Arbeitsgestänge geklemmt; entsprechend dem Bohrfortschritt sinkt es allmählich tiefer.

Fig. 19.

Antrieb zum Diamantbohren (Bohrwagen).

Fig. 20. Bohrwagen.

Fig. 21 und 22 lassen die Konstruktion eines Rollenlagers mit Tragschelle für das Bohrgestänge erkennen. Wie bereits erwähnt, hängt das Rollenlager an den Nachlaßketten des Bohrschwengels, und auf dem Lager wird beim Freifallbohren und beim Diamantbohren das Bohrgestänge mittels der Tragschellen leicht drehbar abgefangen. Die eigentliche Schelle *a*, welche das Bohrgestänge umspannt, ruht auf einem Gußstück *b*, das seinerseits auf einem Laufring, unter dem sich 44 kegelige Stahlrollen befinden, gelagert ist.

Fig. 21 und 22.

Rollenlager mit Gestänge-Tragschelle.

Die Diamantbohrung kommt im Wietzer Revier seltener zur Anwendung, weil sich dieses sehr kostspielige Bohrverfahren in den dort auftretenden sehr tonigen und schwefelkiesreichen Schichten nicht gut eignet.

Die Bohrarbeiten sind natürlich bei den großen Tiefen den mannigfachsten Unfällen ausgesetzt; dies hat zur Herstellung einer Anzahl Hülfswerkzeuge geführt, die in der Praxis des Bohrbetriebes entstanden sind und andauernd weiter ausgebildet werden. Sehr häufig tritt ein Bruch des

Bohrgestänges im Bohrloch ein; oder es löst sich eine Verschraubung zwischen zwei Gestängerohren. Um den steckengebliebenen Teil des Gestänges dann wieder heraufzuholen, werden die Fanggeräte, Fig. 23 und 24, benutzt, die ähnlich einem großen Gewindebohrer entweder in das Rohr hineinfassen oder darüber greifen. Wenn es gilt, wenigstens einen Teil der festgeklemmten Futterrohre wieder heraufzuholen,

Fig. 23.

Gewinde-Spitzfänger.

Fig. 24.

Gewinde-Glockenfänger.

wird der in Fig. 25 dargestellte Rohrschneider mit Erfolg benutzt. Er wird an dem Bohrgestänge befestigt und schneidet mittels des Stahlrädchens *a* die Wand des Futterrohres durch; hierbei wird das Rädchen durch Wasserdruck über dem Kolben *b* an die Rohrwand gepreßt. Bevor der Rohrschneider heraufgeholt wird, wird das durch das hohle Gestänge zugeführte Druckwasser abgesperrt.

Fig. 25.

Rohrschneider.

In Wietze ist es bisher nur vereinzelt vorgekommen, daß das Erdöl durch eigenen Druck an die Oberfläche gelangt; es muß daher herausgepumpt werden. Die einfachwirkenden Kolbenpumpen werden unmittelbar in das Futterrohr hineingelassen. Die Triebkraft liefert eine Lokomobile, welche durch Riemenübersetzung eine Kurbelwelle antreibt, von der ein zweiarmiger Schwengel — ähnlich wie die vorher beschriebenen Bohrschwengel — bewegt wird. Der Schwengel, s. Fig. 26 und 27, treibt zunächst unmittelbar eine oder zwei Gestängepumpen an, ferner ein an der Erde entlang über Rollen geführtes Gestänge, bestehend aus Gasröhren von 25 mm Dmr., die durch Ketten an den rechtwinkligen Wendestellen miteinander verbunden sind. Von diesem Gestänge wird ein zweiter Schwengel bewegt, der wiederum Pumpen und einen weiteren Schwengel antreibt. Es kann somit eine ganze Anzahl Pumpen durch diese leicht zu verlegende Transmission betrieben werden, wie aus Fig. 28 ersichtlich ist.

Viel weniger ausgiebig ist natürlich die Förderung des Erdöles mit dem Löffel, der jedesmal aus der Tiefe hervorgeholt werden muß, um seinen Inhalt zu entleeren.

Die Löffel werden an Drahtseilen herabgelassen, die von einer fahrbaren Dampfwinde mit Kessel aufgewunden werden. Der Ersparnis halber ist eine Anzahl von Bohrtürmen durch Gleise verbunden, auf denen die Winde verschoben wird, so daß sie nacheinander mehrere Bohrlöcher bedienen kann. Die hierbei verwendeten Löffel fassen rd. 135 ltr.

Die Pumpen schaffen das Erdöl in mehrere unweit der Bohrlöcher aufgestellte viereckige eiserne Behälter, in denen sich nach und nach Wasser und die festeren Bestandteile ablagern. Aus dem letzten Behälter wird das Oel in Fässer gefüllt und nach der Raffinerie gebracht. Andre Gesellschaften pumpen das Erdöl aus den Niederschlagbehältern in die Behälter der Raffinerie.

Fig. 26 und 27.

Schwengelbock mit Vorgelege.

Fig. 28. Anlage zur Oelförderung.

a Lokomobile
b Pumpe
c Hauptantriebsbock
d Schuppen für Bohrrohre
e Magazin für Pumpen, Pumpenrohre, Gestänge und Reserveteile
f Wächter
g Schreibstube
h neue Bohrungen

Die erst jüngst in Betrieb genommene Raffinerie der Celle-Wietze-A.-G. für Erdölgewinnung besteht aus zwei der Feuergefahr wegen gesondert gelegenen Gebäuden, in deren einem Dampfkessel, Maschinen, Dampfpumpen und eine Dynamo für die Beleuchtung der Anlagen stehen, während das andre die Destilliereinrichtungen enthält. Das Erdöl gelangt zunächst nacheinander in 7 Retorten, die teilweise mit Rückständen gefeuert werden, durchläuft einen Kühlbehälter und gelangt dann in eine Vorlage mit mehreren Abteilungen für die verschiedenen Destillationserzeugnisse. Zuerst scheidet sich Benzin, dann Petroleum und schließlich Maschinenöl und Rückstände ab. Die Rückstände werden dann noch weiter auf Paraffin, Vaselin und Koks verarbeitet.

Aus den beiden Wietzer Oelsorten wird gewonnen:

		aus dem schweren Erdöl aus Tiefen von rd. 140 bis 200 m		aus dem leichten Erdöl aus Tiefen von rd. 280 m abwärts	
Benzin	vH	rd. 1,2		rd. 4,6	
leichtes Brennöl	»	» 18,5	} 25,5	» 32,5	} 40,5
schweres »	»	» 7,0		» 8,0	
leichtes Schmieröl	»	» 21		—	
schweres »	»	» 47,5		—	

Seit ihrem kurzen Bestehen hat die Wietzer Petroleumindustrie eine gesunde, sich von Jahr zu Jahr steigernde Entwicklung durchgemacht. Auch die Aussichten in bezug auf zukünftige Mutungen sind günstig, wenn sich hierüber auch nichts Sicheres sagen läßt, da gerade bei der Erdölgewinnung, wo man vielfach nur auf Mutmaßungen angewiesen ist, Rückschläge kaum ausbleiben. Mit der Nutzbarmachung eines unfruchtbaren Landstriches hat sich eine neue Industrie entwickelt, wobei auch die Technik nicht zu kurz gekommen ist. In absehbarer Zeit wird sie noch in weiterem Umfang herangezogen werden, da geplant wird, für sämtliche Antriebe beim Abteufen, Pumpen usw. elektrische Energie zu verwerten.

Eine ungünstige Beeinflussung der deutschen Erdölindustrie wird aller Wahrscheinlichkeit nach entstehen, sobald die neuen Handelsverträge in Kraft treten, durch welche die Zollsätze auf die Erzeugnisse der ausländischen Erdölindustrie bedeutend herabgesetzt sind. Den deutschen Erdölgesellschaften, deren Gestehungskosten sehr erheblich sind, wird es dadurch außerordentlich schwer gemacht, ihre Ware mit Verdienst abzusetzen. Ob die Schritte, welche auf eine Aenderung dieser Verhältnisse hinzielen, von Erfolg begleitet sein werden, muß die Zukunft lehren.

Vibrationserscheinungen der Dampfer.

Von Otto Schlick.

(Schluß von S. 1504)

Der Pallograph[1]) besteht aus vier Hauptteilen: der Einrichtung zum Messen der senkrechten Schwingungen, der Einrichtung zum Messen der wagerechten Schwingungen, dem Laufwerk zur Vorwärtsbewegung des Papierstreifens mit dem Uhrwerk zur Verzeichnung der Sekunden und endlich dem elektromagnetischen Schreibwerk zur Aufzeichnung der Kurbelstellungen. In Fig. 1 bis 3 (S. 1562/63) ist der Pallograph in Längs- und Rückansicht sowie Draufsicht in 1/5 der wirklichen Größe dargestellt. Der das Werk umschließende Glaskasten ist abnehmbar; die Grundplatte ruht auf 4 Schrauben, mittels deren sie nach der Libelle N genau wagerecht gestellt werden kann. Die einzelne Teile bezeichnenden Buchstaben stimmen mit den Buchstabenbezeichnungen der entsprechenden schematischen Figuren überein.

[1]) Der Pallograph wird von der Firma H. Maihak (Crosby-Warenhaus) in Hamburg angefertigt und vertrieben.

1) Die Einrichtung zum Messen der senkrechten Schwingungen besteht in der Hauptsache aus einem gabelförmigen, wagerechten Hebel, der an dem einen Ende, beim Punkt S, Fig. 4, auf feinen Stahlschneiden gelagert ist und an seinem andern Ende ein schweres Gewicht G trägt. Er wird in der wagerechten Lage durch ein System von zwei Schraubenfedern F und F_1 schwebend gehalten, die durch einen Balanzier B miteinander gekuppelt sind. Auf dem Hebel sitzt eine Büchse c, in der die Schneide s angebracht ist, an welcher zunächst die Feder F angreift und den Hebel nach oben zieht. Die Feder F_1 ist bei p durch eine Schraube einstellbar verankert.

Fig. 4 bis 6. Einrichtung zum Messen der senkrechten Schwingungen.

Wenn das ganze System auf einem Schiff aufgestellt ist und bei einer Schwingung aufwärts bewegt wird, so will das Gewicht G vermöge seiner Trägheit in Ruhe verharren und bewegt sich scheinbar nach unten. Bei einer Bewegung des Systems nach unten schwingt das Gewicht scheinbar nach oben aus, tatsächlich verharrt es jedoch in beiden Fällen in Ruhe.

Durch einen Anstoß von außen wird das Gewicht in Schwingungen von einer bestimmten Periode versetzt werden. Diese Periode muß immer, wenn Messungen der Schiffsschwingungen vorgenommen werden sollen, wesentlich von der Periode abweichen, in der das Schiff auf und ab schwingt, da andernfalls das Gewicht selbst leicht in Schwingungen gerät, also keine genaue Messung zuläßt.

Um die Schwingungen des Systems innerhalb gewisser Grenzen beliebig beeinflussen zu können, ist eine Einrichtung getroffen, welche gestattet, den Aufhängungspunkt b des Balanziers auf einer gekrümmten Bahn CC_1 seitlich zu verschieben. Wird der Balanzier in die Stellung von Fig. 5 gebracht, so wird die Schwingungsperiode kürzer, wird er in die Stellung von Fig. 6 gebracht, so wird die Periode länger.

Auf der gekrümmten Bahn CC' ist eine Teilung angebracht, und der Schlitten, der den Stützpunkt b trägt, ist mit einem Zeiger versehen, so daß man an der Teilung unmittelbar die Schwingungszahlen ablesen kann, die das Instrument zeigt.

Fig. 1 bis 3. Pallograph

Fig. 1.

Fig. 2.

in $^1/_3$ der natürlichen Größe.

Fig. 3.

Schlitz des senkrechten Hebels H, der an seinem oberen Ende die Schreibfeder f trägt und unten um die Achse mm drehbar ist.

Wenn sich demnach das in Fig. 4 dargestellte Gewicht G senkrecht auf und ab bewegt, so wird durch Vermittlung des Stiftes i der Hebel H wagerecht hin und her bewegt, so daß die Schreibfeder f die senkrechten Schwingungen des Gewichtes G auf dem Papierstreifen nn, der über die Rolle R läuft, aufzeichnen kann.

Durch die senkrechte Verschiebung des Stiftes i kann das Verhältnis in den Hebellängen der Teile a und H so geregelt werden, daß der Ausschlag des Gewichtes G genau mit dem Weg der Feder f übereinstimmt.

Das Verhältnis der Hebel kann aber auch so geändert werden, daß bei sehr geringen Schwingungen der Weg der Feder auf mehr als das Doppelte vergrößert, oder bei sehr starken Schwingungen auf weniger als die Hälfte verkleinert wird.

Die Entfernung h, Fig. 6, in der der Punkt s unterhalb des Hebels liegt, und die Entfernung l, Fig. 5 in welcher der Stützpunkt s in wagerechter Richtung vom Drehpunkt S entfernt ist, müssen dabei ein ganz bestimmtes Maß haben. Die normalen Einstellungen dieser Entfernungen sind am Instrument verzeichnet. Der Grund, warum diese Entfernungen einstellbar gemacht worden sind, besteht darin, kleine Berichtigungen zu ermöglichen und zu erreichen, daß bei einer Verschiebung des Balanziers in der geschilderten Weise der Gewichthebel immer wagerecht bleibt.

Fig. 7 und 8. Schreibvorrichtung.

Die Achse S des Gewichthebels trägt auf einer Seite einen kleinen nach unten gerichteten Arm a, Fig. 7 und 8, an dem wieder ein kleiner wagerechter Stift i sitzt, der sich durch eine Stellschraube r am unteren Ende des Armes a in senkrechter Richtung verschieben läßt. Dieser Stift greift in einen

2) Die Einrichtung zum Messen der wagerechten Schwingungen besteht in der Hauptsache aus einem mittels eines eigentümlichen Mechanismus aufgehängten Pendelgewicht.

Das zylindrisch gestaltete Gewicht W, Fig. 9 und 10, hängt mit seiner wagerechten Achse, die durch die Zapfen zz dargestellt ist, in den beiden in der Ruhelage senkrechten Hängestangen hh, die sich an ihren oberen Enden in zwei Hülsen bb verschieben können. Diese Hängestangen werden durch zwei Zapfen cc gestützt, welche sich an den oberen Enden von zwei hebelartigen Armen aa befinden, die wieder auf eine gemeinschaftliche Achse S befestigt sind.

Die beiden Hülsen bb sind mit einer wagerechten Achse fest verbunden, die bei ll gelagert ist. Diese beiden Lager ll können, wie in Fig. 10 angedeutet, durch zwei senkrechte Schrauben, die durch Kegelräder und eine kleine Welle miteinander verbunden sind, senkrecht verschoben werden, so daß sich die Entfernung n innerhalb gewisser Grenzen verändern läßt.

Wenn sich die Hülsen bb in ihrer obersten Stellung befinden, so sind die Verhältnisse zwischen den Längen n, m und o derart, daß sich das Gewicht W mit seinem Schwerpunkt nahezu in einer geraden, wagerechten Linie bewegt.

Fig. 9 und 10.
Einrichtung zum Messen der wagerechten Schwingungen.

Die Schwingungsperiode ist demnach in dieser Einstellung unendlich groß.

Wenn man die Hülsen in die untere Stellung bringt, so bewegt sich das Gewicht W in einem Kreisbogen von etwa 1,6 m Radius, und die Schwingungsperiode des Pendels beträgt dann etwa 1,25 sk. Durch Verschieben der Lager ll kann man daher immer die Schwingungsperiode des Pendels so einstellen, daß kein Synchronismus mit den etwa auftretenden Horizontal-(Torsions-)Schwingungen eintritt.

Der an dem Lenker a bei p angebrachte Zapfen, Fig. 11, dient dazu, die Bewegungen des Pendels durch Vermittlung einer leichten Stange s auf dem Schreibhebel H zu übertragen. Dieser Hebel H hat seinen Drehpunkt bei t und trägt an seinem oberen Ende die Schreibfeder f.

Bei einer seitlichen Bewegung der Unterlage, auf der das Instrument aufgestellt ist, schwankt das Pendel zwischen der punktierten und der ausgezogenen Stellung hin und her und bewegt in analoger Weise die Feder.

Fig. 11.

Einrichtung zum Messen der wagerechten Schwingungen.

Der Zapfen p ist in einem kleinen Gleitstück befestigt, das an dem Lenker a etwas verschoben und dann festgestellt werden kann. Durch diese Verschiebung ist es möglich, den Ausschlag des Hebels H mit der Feder f etwas zu verändern, und mithin ist die Möglichkeit gegeben, den Apparat so einzustellen, daß der Weg der Feder f genau so groß wie der des Gewichtes W ist.

3) Das Laufwerk zur Vorwärtsbewegung des Papierstreifens und das Uhrwerk zur Verzeichnung der Sekunden. Der Papierstreifen, auf dem die Kurven aufgezeichnet werden, hat bei den gewöhnlichen Instrumenten eine Breite von 10 cm und eine Länge von rd. 100 m. Er ist auf einer Papphülse aufgerollt, die auf die Walze W, Fig. 12, aufgesteckt wird. Diese Walze trägt seitlich 2 runde Scheiben aus Messingblech, auf der zwei leicht gespannte Federn schleifen, so daß sich der Streifen immer unter einer leichten Spannung abwickelt.

Fig. 12 und 13.

Laufwerk für die Bewegung des Papierstreifens und Uhrwerk.

Der Papierstreifen läuft von der Trommel E, Fig. 12, über die Leitwalze R, zwischen der Treibwalze w und der Preßwalze w_1 hindurch und tritt dann durch die Führung S frei aus. Die Walze w wird durch das Laufwerk in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung bewegt.

Da, wo der Papierstreifen auf R aufläuft, sind die schon erwähnten Schreibfedern f, Fig. 12 und 13, angeordnet.

Der Hebel H_1, Fig. 13, schreibt die senkrechten Schwingungen, der Hebel H_2 die wagerechten Schwingungen, und der Hebel H_3 wird durch das Uhrwerk bewegt, und zwar in der Weise, daß er nach Ablauf einer Sekunde um etwa 1,5 mm nach rechts rückt und nach jeder fünften Sekunde wieder zurück springt. Die von H_3 auf den Papierstreifen gezeichnete Linie sieht demnach so aus, wie in Fig. 14 dargestellt ist. Da der Hebel immer etwas Zeit braucht, um sich zu bewegen, so ist der Beginn jeder Sekunde immer von dem Punkt der treppenförmigen Linie ab zu rechnen, welcher dem Zeitpunkt entspricht, wo das Uhrwerk ausgelöst wird, so wie dies in der Figur angedeutet ist.

Um aus dem Diagramm sicher ermitteln zu können, welche Teile der Kurven genau zu der gleichen Zeit aufgezeichnet werden, ist es erforderlich, daß die Schreibfedern f_1, f_2 und f_3 genau in einer rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Papierstreifens gelegenen geraden Linie liegen. Die Büchsen, die die Schreibfedern tragen, sind deshalb in einer solchen Weise an den betreffenden Hebeln befestigt, daß sie sich in senkrechter Richtung verschieben und einstellen lassen.

Die Einrichtung hierzu am obern Ende jedes Hebels ist in Fig. 15 bis 18 dargestellt. Der Hebel hat zwei senkrecht geschlitzte Löcher aa, durch die die Befestigungsschrauben für den Schlitten s fassen. Durch die ovale Oeffnung b in dem Hebel tritt die Schreibfeder. Der Hebel H hat eine runde Oeffnung d, die gegenüber einem wagerechten Schlitz c in dem Schlitten s liegt.

Fig. 14.

Linie des Sekundenzählers.

Um den Schlitten s mit der Schreibfeder in senkrechter Richtung genau einzustellen, werden zunächst die Schrauben bei aa ein wenig gelöst. Dann faßt man mit einem Schlüssel,

Fig. 15 bis 18.

Fig. 18, der an seinem Ende kreisrund gestaltet ist, so daß er genau in die runde Oeffnung d paßt, und einen kleinen exzentrisch sitzenden Zapfen trägt, so in die Oeffnung d, daß der exzentrische Zapfen den Schlitz c faßt. Durch eine kleine Drehung des Schlüssels kann man dann den Schlitten sehr genau nach oben oder unten einstellen.

Um alle drei Schreibfedern richtig einzustellen, verfährt man folgendermaßen. Man läßt das Laufwerk mit dem Papierstreifen in Ruhe und bewegt jeden der Hebel um eine kleine Strecke hin und her, indem man das Gewicht G in Fig. 4 und W in Fig. 11 etwas hin und her bewegt und für ein paar Sekunden das Sekundenwerk ausrückt. Die Schreibfedern schreiben dann 3 Marken in Form von 3 wenig gekrümmten kleinen Segmenten eines Kreisbogens auf den Papierstreifen. Hierauf läßt man den Papierstreifen ein Stück vorwärts laufen, bis die 3 Marken frei hervortreten; dann legt man einen Zeichenwinkel an die Kante des Papierstreifens und untersucht, ob sie in einer Geraden rechtwinklig zur Kante liegen. Die etwa erforderliche Berichtigung in der Stellung der Schreibfedern ist leicht auszuführen.

In Fig. 19 und 20 sind das Lauf- und das Uhrwerk dargestellt. Auf einer Seite der Leitwalze R ist das Laufwerk L angeordnet, das durch einen Windflügel reguliert wird. Die Bewegung wird auf die Walze R durch Wechselräder übertragen, so daß sie mit 2 verschiedenen Geschwindigkeiten laufen kann. Wird der langsame Trieb eingerückt, so bewegt sich der Papierstreifen mit einer Geschwindigkeit von etwa 15 mm/sk, beim Einrücken des schnellen Triebes mit etwa

25 bis 30 mm/sk. Welchen dieser beiden Triebe man benutzt, hängt zumeist von der Umlaufzahl der Maschinen, also von der Frequenz der Schwingungen, und dem Schwingungsausschlag ab; denn es ist immer wünschenswert, daß die Wellenlinien des Diagrammes eine Form erhalten, bei der die Tangente an den Wendepunkten der Kurven mit der Grundlinie einen Winkel von nahezu 45° bildet.

Auf der andern Seite der Leitwalze R ist das Sekundenwerk U angeordnet. Es besteht aus einem vollständigen Uhrwerk mit Zifferblatt und dem eigentlichen Sekundenwerk. Letzteres wird durch das Uhrwerk nach Ablauf einer Sekunde ausgerückt und ein Rad, das mit Sperrzähnen versehen ist, um einen kleinen Winkel verdreht. Ein auf den Zähnen schleifender Hebel h wird dabei um ein kleines Stück gehoben; dieser Hebel ist mit dem Hebel H_3 in Fig. 13 durch eine leichte Stange verkuppelt. Auf solche Weise wird es der Schreibfeder f_3 ermöglicht, die früher erwähnte treppenförmige Linie für die Zeitmarken zu schreiben.

Fig. 19 und 20. Lauf- und Uhrwerk.

Etwas unterhalb der Leitrolle R liegt eine kleine wagerechte Welle s, Fig. 19 und 20, die zwischen den beiden Uhrwerken L und U eine Platte p trägt, welche mit Hülfe der Kurbel k in eine senkrechte oder wagerechte Stellung gebracht werden kann. Wenn die Platte senkrecht steht, ist sowohl das Laufwerk als auch das Sekundenwerk eingerückt, der Papierstreifen läuft regelmäßig ab, die Schreibfeder f_3 schreibt die Sekundenmarken und die beiden andern Schreibfedern die Schwingungskurven. — Durch Umlegen der kleinen Kurbel k kommt die Platte p in die wagerechte Lage (vergl. Fig. 22) und drängt die Schreibhebel etwas nach der Seite, so daß die Schreibfedern den Papierstreifen nicht mehr berühren. Gleichzeitig werden Lauf- und Sekundenwerk gehemmt, und der Papierstreifen steht still. Diese Einrichtung ist erforderlich, damit bei stillstehendem Papierstreifen die Schreibfedern nicht auf einer und derselben Stelle des Streifens hin und her arbeiten, wodurch schließlich ein Schlitz in den Papierstreifen entstehen würde.

Fig. 21 bis 23.

4) Das elektromagnetische Schreibwerk zur Verzeichnung der Kurbelstellungen. Oberhalb der Leitrolle R für den Papierstreifen (vergl. Fig. 22 und 23) ist ein Rahmen angeordnet, in dem zwei kleine wagerechte Elektromagnete ee gelagert sind. In der Mitte des Rahmens sind dicht nebeneinander die beiden Anker aa (Fig. 23) angebracht, die sich um kleine Zapfen bei c mit wagerechter Achse drehen können. Mit jedem dieser Anker ist ein nach unten gerichteter Arm b verbunden, der an seinem unteren Ende eine Schreibfeder i trägt, die auf dem Papierstreifen, genau den früher erwähnten Schreibfedern f gegenüber, an der Rückseite der Leitrolle R die beabsichtigten Marken schreibt.

Sobald ein elektrischer Strom durch eine der Magnetspulen geht, wird der betreffende Anker angezogen, wobei er um einen kleinen Winkel um die Zapfen c gedreht und der Arm b mit der betreffenden Schreibfeder etwas nach der Seite gerückt wird.

Der erforderliche elektrische Kontakt wird in folgender Weise hergestellt:

Auf jeder Tunnelwelle wird eine hölzerne Scheibe von entsprechendem Durchmesser und etwa 80 bis 100 mm Dicke befestigt. Die Scheibe ist zweiteilig herzustellen, um sie an jeder geeigneten Stelle auf der Welle anbringen zu können. In einem Teil des Scheibenumfanges ab, Fig. 24, ist ein Messingstreifen eingelassen, der durch einen Draht oder Blechstreifen mit der Welle in elektrische Verbindung gebracht wird. Auf dem Umfang schleift ein federnder Messingstreifen F, der mit einem nach dem Elektromagneten führenden Leitungsdraht verbunden ist.

Fig. 24.

In diesen Leitungsdraht sind mehrere möglichst konstante galvanische Elemente einzuschalten. Die Rückleitung vom Elektromagneten kann an irgend einen metallischen Teil des Schiffskörpers angeschlossen werden. Es ist zweckmäßig, bei den Punkten a und b der Kontaktscheibe eine kleine, etwa $1\frac{1}{2}$ mm breite Rinne in der Holzscheibe anzubringen, um zu vermeiden, daß ein Kontakt mit dem Umfang der Scheibe entsteht, die durch das Schleifen der Metallfedern leicht leitend wird.

Wenn nun die Welle umläuft, so wird während der Zeit, daß der metallische Teil des Umfanges ab mit der Feder F in Berührung ist, der elektrische Kontakt hergestellt, und die Schreibfeder f in Fig. 23 bringt auf dem Papierstreifen die beabsichtigte Marke hervor.

Die Länge des Kontaktstreifens ab (Fig. 24) sollte so bemessen werden, daß die Berührung wenigstens während der Zeit von $^1/_{10}$ sk hergestellt ist. Bei sehr schnell laufenden Maschinen ist man deshalb genötigt, ein Vorgelege anzuwenden, damit die Kontaktscheibe nur halb so viel oder noch weniger Umdrehungen macht wie die Schraubenwelle.

Die Kontaktscheibe ist am besten so auf der Welle zu befestigen, daß die Berührung mit der Feder F genau in dem Augenblick eintritt, wenn eine bestimmte Maschinenkurbel gerade durch den Totpunkt geht.

Die Federn, die die Kurbelstellungen aufzeichnen, können ganz in derselben Weise, wie das von den Federn zum Aufzeichnen der Schwingungskurven und der Sekunden-

marken erläutert worden ist, in senkrechter Richtung etwas verschoben werden, so daß sie immer genau in einer rechtwinklig zur Kante des Papierstreifens liegenden Geraden liegen.

Bei der Analysierung der Schwingungskurven ist es notwendig, zu wissen, welcher Punkt der betreffenden Kurve dem Augenblick entspricht, wenn eine der Maschinenkurbeln durch den toten Punkt geht, d. h. also, welchen Punkt der Kurve die Schreibfeder f, Fig. 25, aufzeichnet, wenn die Schreibfeder i eine Marke macht. Die Schreibfeder i ist der Schreibfeder f immer um die Bogenlänge $a_1 b_1$ voraus.

Fig. 25.

Fig. 26 möge einen Teil eines Diagrammes darstellen. Wenn man von der Marke b_1, die dem Augenblick entspricht, wenn die betreffende Maschine durch den Totpunkt geht, eine Strecke, die gleich dem Bogen $a_1 b_1$ ist, nach rückwärts aufträgt und die Linie mn zieht, so geben die Schnittpunkte dieser Linie mit den Kurven der senkrechten und wagerechten Schwingungen genau die Lage des Schiffsteiles, wo der Pallograph aufgestellt ist, während der Schwingungsbewegung. Es ist also immer erforderlich, genau die Länge des Bogens $a_1 b_1$ festzustellen, ehe man mit der Analyse der Diagramme beginnen kann. Das geschieht am einfachsten in der Weise, daß man die Schreibfedern f und i bei stillstehendem Papierstreifen etwas bewegt und dann den Streifen ablaufen läßt, bis die Strecke $a_1 b_1$ frei wird und unmittelbar gemessen werden kann.

Fig. 26.

Fig. 27.

Behufs Analysierung der Diagramme ist es erforderlich, für alle Marken der Maschinen die Entfernung $a_1 b_1$ abzusetzen. Es geschieht das am besten mit Hülfe eines Zeichenwinkels, der, wie in Fig. 27 dargestellt ist, mit einem metallnen Bügel $ABCD$ versehen ist. Letzterer ist bei m und n so gekröpft, daß das zwischen m und n liegende Stück die Fläche des Zeichentisches berührt, während der Teil zwischen m und c auf der Reißschiene liegt. Bei A und D hat der Bügel schlitzförmige Löcher, in die die dort befindlichen Schrauben fassen. Es ist auf diese Weise möglich, die Entfernung $a_1 b_1$ genau nach der früher erwähnten Bogenlänge einzustellen. Wenn man dann den Papierstreifen mit dem Diagramm parallel zur Reißschiene festheftet und den Winkel mit der Kante BC auf die Marke der Maschinenkurbel rückt, so gibt die Linie, die man an der Kante des Zeichenwinkels a_1 zieht, die Durchschnitspunkte mit den Schwingungskurven, die den Schwingungsvorgängen in dem Augenblick entsprechen, wo die betreffende Kurbel durch den toten Punkt geht.

Analyse der Diagramme.

Um aus den von dem Pallograph aufgezeichneten Kurven mit Sicherheit auf die Schwingungsursachen schließen zu können, ist es zweckmäßig, die Kurven, am besten mit Hülfe einer Projektions-Camera, fünf- bis zehnmal zu vergrößern. Die vergrößerten Kurven sind dann am besten nach dem Verfahren von Fischer-Hinnen auf graphischem Wege zu analysieren.

Man verfährt hierbei folgendermaßen:

Es ist zunächst erforderlich, genau die Periode zu ermitteln, innerhalb deren die Ordinaten immer den gleichen Wert zeigen.

Wenn die Kurve ganz regelmäßig verläuft, ist die Ermittlung der Periode sehr einfach.

Wenn z. B. die Kurve CCC in Fig. 28 gegeben ist, so zieht man zunächst die Tangente aa oder bb an die Kurve, so daß die Gipfelpunkte dadurch verbunden werden. Hierauf zieht man in einer geeignet erscheinenden mittleren Lage zwischen aa und bb eine Parallele cc, die die Kurve CC in den Punkten mn, $m_1 n_1$, $m_2 n_2$ usw. schneidet. Die Entfernung der analogen Schnittpunkte m und m_1, oder m_1 und m_2, oder n und n_1 entspricht dann der Periode.

Die Kurven, die für die pallographischen Untersuchungen in Betracht kommen, zeigen jedoch nicht diese völlige Regelmäßigkeit, die hier vorausgesetzt ist, wenigstens nicht bei Dampfern mit zwei und mehr Schrauben; denn erstens ist die Geschwindigkeit des Papierstreifens nicht völlig gleichförmig, und dann verschieben sich die Schwingungen höherer Ordnung fortwährend gegen die der niederen Ordnung. Beide Umstände bewirken, daß jede folgende Welle in ihrer Form etwas von der vorhergehenden verschieden ist.

Fig. 28.

Bei den pallographischen Kurven kann man daher zur Bestimmung der Periode nur in der Weise verfahren, daß man zunächst versucht, nach dem oben geschilderten Verfahren die Wellenlänge festzustellen. Hierbei werden sich mehr oder weniger große Unterschiede ergeben, die aber gewöhnlich insofern eine gewisse Gesetzmäßigkeit zeigen, als sie nach einer Richtung hin entweder zu- oder abnehmen. Es muß dann dem Untersuchenden überlassen bleiben, nach dem Gefühl an der betreffenden Wellenlinie zwei Punkte festzustellen, die um die Wellenlänge voneinander entfernt sind. Bei einiger Uebung werden größere Fehler hierbei nicht mehr vorkommen.

Wenn man nun bei einer Kurve die Wellenlänge durch die Feststellung der Punkte a, a_6 bestimmt hat, Fig. 29, so verfährt man zum Zweck der Analysierung in folgender Weise:

Man hat sich zunächst zu entscheiden, wie weit man die Analysierung treiben will, d. h. welche Kurven höchster Ordnung man noch ermitteln will. Es werde z. B. angenommen, man wolle noch die Kurve sechster Ordnung festlegen.

Fig. 29.

Man teilt alsdann die Strecke aa_6 in 6 Teile und errichtet in a_1, a_2, a_3, a_4 und a_5 Ordinaten, die die Kurve schneiden. Darauf bildet man das arithmetische Mittel aus diesen Ordinaten und trägt diese Strecke in allen 6 Teilpunkten auf, so daß man die Punkte $b, b_1, b_2 \ldots b_6$ erhält. Diese Punkte gehören dann zu der Kurve sechster Ordnung.

Hierauf errichtet man in den Punkten $\alpha, \alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_6$ sechs weitere Ordinaten, die alle um eine gleichgroße Strecke $a\alpha = a_1\alpha_1 = a_2\alpha_2$ usw. von den zuerst benutzten Ordinaten

nach rechts verschoben sind. Die Größe dieser Verschiebung aa, a_1a_1 usw. ist gleichgültig. Man sucht jetzt wieder das arithmetische Mittel aller in den neuen sechs Punkten errichteten Ordinaten der Kurve CCC und trägt diesen Mittelwert wiederum von der Grundlinie nach oben auf den neuen Ordinaten auf. Die sich so ergebenden Punkte $\beta, \beta_1, \beta_2 \ldots \beta_6$ gehören gleichfalls zu der gesuchten Kurve sechster Ordnung. Hierauf zieht man in derselben Weise wieder eine neue Gruppe von Ordinaten und findet dann auf dem gleichen Wege noch einen weiteren Punkt der Kurve sechster Ordnung. Auf diese Weise ist es möglich, beliebig viele Punkte der gesuchten Kurve zu ermitteln.

Wenn auf dem geschilderten Wege die Kurve sechster Ordnung gefunden ist, so subtrahiert man die Ordinaten der ermittelten Kurve von der gegebenen Kurve CCC und findet auf diese Weise eine neue Kurve, die wir mit $C_5C_5C_5$ bezeichnen wollen. Unter der Voraussetzung, daß die Kurve sechster Ordnung nur eine verhältnismäßig geringe Wellenhöhe ausweist, wie das meistens der Fall sein wird, wird die neue gefundene Kurve $C_5C_5C_5$ in ihrer Form nicht sehr wesentlich von der gegebenen Kurve CCC abweichen.

Die neue Kurve $C_5C_5C_5$ enthält nun noch alle Kurven niederer Ordnung mit Ausnahme der sechsten.

Behufs Ermittlung der weiteren Kurven niederer Ordnung wird nun mit der durch Subtraktion neu gefundenen Kurve $C_5C_5C_5$ genau so verfahren, wie das an der Kurve CCC erläutert worden ist. Die Wellenlänge wird nunmehr in 5 gleiche Teile geteilt, und es werden in den Teilpunkten Ordinaten errichtet, von denen wieder das arithmetische Mittel gesucht wird. Man findet dann ganz in derselben Weise wie früher eine Kurve, die derjenigen fünfter Ordnung entspricht.

In dieser Weise fährt man fort, um die Kurven vierter, dritter und zweiter Ordnung zu finden. Die schließlich übrig bleibende Kurve ist die erster Ordnung und muß einer reinen Sinuslinie entsprechen.

Natürlich werden wegen der unvermeidlichen Ungenauigkeiten beim Zeichnen immer mehr oder weniger große Fehler festgestellt werden können.

Bei Schiffen mit dreiflügeligen Schrauben wird man sich gewöhnlich damit begnügen können, noch die Kurve dritter Ordnung, und bei Schiffen mit vierflügeligen Schrauben, noch die Kurve vierter Ordnung festzustellen, da sie meistens einen sehr geringen Ausschlag zeigen. Nur in seltenen Fällen lassen sich noch bei jenen Schiffen Kurven sechster und bei diesen Kurven achter Ordnung ermitteln. Auch treten bei ersteren niemals Kurven fünfter Ordnung, bei letzteren niemals Kurven siebenter Ordnung auf.

Bei dreikurbeligen Maschinen und dreiflügeligen Schrauben kommen keine Kurven vierter Ordnung vor, und bei vierkurbeligen Maschinen und vierflügeligen Schrauben erscheinen keine Kurven dritter Ordnung. Man braucht sich also gar nicht erst zu bemühen, solche Kurven aufzusuchen.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 1. Mai und 5. Juni 1905.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 12. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Wolters. Schriftführer: Hr. M. Mehler.
Anwesend 53 Mitglieder und 4 Gäste.

Der Vorsitzende teilt das Ableben des Hrn. Gustav Peltzer-Teacher in Rheydt, eines langjährigen Mitgliedes des Bezirksvereines, mit. Die Versammlung ehrt das Andenken des Verstorbenen durch Erheben von den Sitzen.

Hierauf berichtet Hr. Wüllner im Namen des vom Bezirksverein eingesetzten Ausschusses über Vorschläge für einheitliche Formelzeichen.

Eine im Fragekasten vorgefundene Frage: Sind Erfahrungen über die »silent running chain« von Morse bekannt?[1]), wird von Hrn. Zimmermanns beantwortet. Die geräuschlosen Zahnketten englischen Ursprunges haben ebenso wie gewöhnliche Kettengetriebe vor Zahnrad- und Riemenantrieb voraus, daß sie vom Achsenabstand unabhängig, daß die Lager entlastet und daß gleitende Teile vermieden sind. Durch eine kräftige Ausführung der einzelnen Glieder, die eine Dehnung ziemlich ausschließt, und durch die eigenartige Form der an den Gliedern sitzenden zahnförmigen Ansätze wird dauernd ein guter Eingriff aller von der Kette umspannten Zähne und dadurch ein geräuschloser Lauf erzielt. Die Ketten werden in England, Amerika und neuerdings auch in Deutschland mit gutem Erfolg angewandt, unter anderm zum Antrieb einzelner Maschinen durch Elektromotoren. Sie werden für Uebersetzungsverhältnisse bis 1:6, für große Geschwindigkeiten und Einzelleistungen bis zu mehreren 100 Pferdestärken gebaut. Das Ausführungsrecht für Deutschland haben F. Stolzenberg & Cie. in Berlin-Reinickendorf erworben.

Nachdem dann Vereinsangelegenheiten verhandelt sind, spricht Hr. O. Köhler über den Wirkungsgrad der Gasmaschinen.

Er geht auf den Meinungsstreit ein, was unter dem mechanischen Wirkungsgrad einer Gasmaschine zu verstehen sei[2]), ob nach E. Meyer der Quotient $\frac{N_e}{N_i}$, worin N_e die effektive Leistung, N_i die indizierte Leistung des Arbeitszylinders abzüglich der indizierten Leistungen der Pumpenzylinder darstellt, oder nach Riedler $\frac{N_e}{N_a}$, worin N_a die aus dem Indikatordiagramm des Arbeitszylinders berechnete indizierte Leistung bedeutet. Bei der Erörterung der verschiedenen Auffassungen und der aus ihnen folgenden Ergebnisse zieht er als Beispiele Untersuchungen an einer Maschine von Benier[1]) durch Slaby und an einem Diesel-Motor durch Schröter[2]) heran, aus denen hervorgeht, daß das Abzugverfahren schon vor E. Meyer angewandt worden ist.

Seine Betrachtungen führen den Redner zu dem Schluß, daß sich der Riedlersche mechanische Wirkungsgrad nicht zum Vergleich von Gasmaschinen verschiedener Arbeitsweise eigne. Den gleichen Maßstab für die verschiedenen Arten von Gasmaschinen auf Riedlerscher Grundlage gewinne man erst, wenn man den Wert η_m auf das Verhältnis der gesamten negativen zur gesamten positiven Arbeit ausdehne.

Des weiteren weist der Vortragende nach, daß die Drosselwiderstände beim Ansaugen der Ladung und beim Ausstoßen der Abgase eines Viertaktmotors Verluste in doppelter Beziehung zur Folge haben. Die Hauptverluste liegen darin, daß der mechanische und der thermische Wirkungsgrad verkleinert werden, was dadurch bedingt ist, daß infolge der Drosselwiderstände niemals die volle Ladung in den Zylinder gelangen kann. Dazu kommt noch der Arbeitsverlust von etwa 4 vH, der durch die negative Fläche des Indikatordiagrammes gekennzeichnet wird. Durch besondre Ladepumpen, die das Gemenge mit höherer Pressung als 1 at in den Zylinder befördern, und dadurch für die volle Ladung Gewähr leisten, kann man den ersten Teil der obigen Verluste vermeiden; dagegen fällt nunmehr der zweite Teil, nämlich der Verlust durch Drosselwiderstände in den Ventilen und Kanälen, um so größer aus. Da aber die Ladepumpen den Zweitakt ermöglichen, nimmt man den letzteren Verlust gern mit in den Kauf.

Die Ladepumpen beeinflussen also den Vorgang im Arbeitzylinder im günstigen Sinne, und deshalb kann auch die ganze zum Betriebe der Pumpen erforderliche Arbeit nicht als Verlust bezeichnet werden, sondern ein Teil derselben kommt im Arbeitzylinder wieder zur Geltung. Nur derjenige Teil, der zur Ueberwindung der Drosselwiderstände in den Ventilen und Kanälen dient, stellt einen Verlust dar. Aber dieser ist nach Ansicht des Redners trotzdem beim mechanischen Wirkungsgrad nicht zu berücksichtigen. Denn erstens läßt sich gar nicht feststellen, welcher Betrag an Pumpenarbeit im Arbeitzylinder wieder gewonnen wird, und zweitens wird auch bei der Viertaktmaschine die negative Arbeit der Drosselwiderstände in dieser Weise nicht berücksichtigt, sondern vielmehr von der positiven Arbeit ohne weiteres in Abzug gebracht. Bei der Dampfmaschine werden die Drosselwiderstände in den Lei-

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1742.
[2]) s. Z. 1905 S. 824 u. f.

[1]) Z. 1889 S. 89.
[2]) Z. 1897 S. 845.

tungen und Kanälen ebenfalls abgezogen und nicht beim mechanischen Wirkungsgrad zum Ausdruck gebracht.

Diese Erwägungen führen den Redner zu dem Schluß, daß das Abzugverfahren richtiger sei, ohne daß man die Berechnung des mechanischen Wirkungsgrades nach Riedler geradezu als falsch zu bezeichnen brauche. Das letztere Verfahren sei anwendbar, wenn Gasmaschinen derselben Bauart lediglich bezüglich des mechanischen Wirkungsgrades miteinander verglichen werden sollen. Dagegen sei es bei Vergleichen zwischen Gasmaschinen verschiedener Arbeitsweise nicht brauchbar, während das Abzugverfahren nie versage. Wolle man aber durchaus die negativen Arbeiten beim mechanischen Wirkungsgrad in Rechnung bringen, so müsse man bei beiden zu vergleichenden Maschinen die sämtlichen negativen Arbeiten berücksichtigen.

Das Verhältnis der gesamten negativen zu den gesamten positiven Arbeiten bietet einen Ueberblick über den Aufwand an Arbeiten, der für eine gewisse indizierte Nutzleistung erforderlich ist, und läßt außerdem einen Schluß auf die Größe der Verluste durch Eigenreibung zu. Es ist deshalb zweckmäßig, die Ausmessung der Diagrammfläche in der bisher geübten Weise aufzugeben und dafür die positive Fläche für sich und die negative für sich zu planimetrieren. Ausschlaggebend für die Beurteilung bleibt schließlich immer noch die Größe des Gesamtwirkungsgrades. Es ist aber in bezug auf den letzteren gleichgültig, ob man die positive Arbeit L_1 als den Arbeitsgewinn aus der zugeführten Wärmemenge auffaßt, oder die Differenz $L_1 - L_2$, worin L_2 die gesamte negative Arbeit bedeutet.

Sitzung vom 3. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Wolters. Schriftführer: Hr. Sommerfeld.

Anwesend 57 Mitglieder und 4 Gäste.

Der Vorsitzende legt eine Abhandlung über das Abzugverfahren und seine Berechtigung von Hrn. Lüders vor.

Die Abhandlung knüpft an den Vortrag des Hrn. Köhler in der vorigen Sitzung des Bezirksvereines an und soll zum Teil die darin enthaltenen Anschauungen ergänzen, zum Teil eine etwas abweichende Meinung zum Ausdruck bringen. Nachdem zunächst eine Uebersicht über benutzte Quellen gegeben ist, wird die Wirkungsweise der Gasmaschinen erörtert, und die Vorgänge werden in eine Kreisarbeit und eine Wechselarbeit zerlegt. Hierzu kommen in gewissen Fällen Neben- oder Hülfsarbeiten, die meist Pumpenarbeiten sind. Der Verfasser erörtert die Bedeutung der Luftpumpe bei Kondensationsmaschinen und der Ladepumpen bei Zweitakt-Gasmaschinen und faßt schließlich den Kernpunkt der Streitfrage folgendermaßen zusammen: »Als indizierte Arbeit gilt jetzt die Differenz der Kreisarbeit und der Wechselarbeit; ist nun, wenn die indizierte Arbeit der Zweitakt-Gasmaschine bestimmt werden soll, das die Wechselarbeit enthaltende Diagramm der Ladepumpen vom Kreisdiagramm abzusetzen, wie E. Meyer, Stodola und Genossen wollen, oder ist in diesem Fall das Kreisdiagramm allein ohne Abzug der Wechselarbeit schon gleich der indizierten Arbeit, wie Riedler will?«

Der Verfasser geht nunmehr auf solche Fälle ein, in denen bereits bisher das Abzugverfahren angewendet worden ist, und verbreitet sich über die Unterschiede beider Verfahren und die sich daraus ergebenden Folgen. Seiner Meinung nach entscheiden die Umstände des jeweiligen Falles, welches Verfahren zweckmäßiger ist. Der Verfasser bezeichnet mit $\eta_m = \frac{N_n}{N_i}$ den mechanischen Wirkungsgrad, mit $\frac{N_i}{K}$ die Leistung der Einheit der zugeführten Wärmemenge K und mit $\eta_{wi} = \frac{N_n}{N_i - N_p}$ den wahren mechanischen Wirkungsgrad, bei dem die Pumpenarbeit berücksichtigt ist. Seines Erachtens besteht kein Zweifel, daß die Werkstatt und die Theorie den Wert $N_i - N_p$ bilden müssen. Aber auch für den Käufer ist die Zahl η_{wi} wesentlich. Sein geschäftliches Interesse ist im allgemeinen gewahrt, indem ihm $\frac{N_n}{K}$ verbürgt wird. Die Garantie von η_{wi} bürgt ihm für die mechanische Beschaffenheit des Motors. Das Einfachste wäre aber, eine Garantie des Wertes $\frac{N_p}{N_i}$ einzuführen.

Im vorstehenden war angenommen, daß N_n und K ermittelt werden können. Der Verfasser erörtert die Frage, inwieweit das zutrifft, und wie sich ein Wert für die Güte einer Gasmaschine angeben läßt, wenn sich nur N_n, nicht aber K ermitteln läßt, und wenn beide Werte nicht bestimmbar sind. Weitere Erörterungen beziehen sich auf Ermittlung der Eigenreibung.

Der Verfasser spricht schließlich aus, daß die neuen Größen N_{wi} und η_{wi} fortan in allen Berichten über untersuchte Zweitakt-Gasmaschinen neben den bisherigen Werten auftreten werden. Es sei deshalb notwendig, eigene Bezeichnungen für sie aufzustellen und nicht etwa Bezeichnungen der bis jetzt allein berechneten Größen dafür zu benutzen.

Darauf spricht Hr. Dr. Wieghardt über ein Verfahren, verwickelte theoretische Spannungsverteilungen auf experimentellem Wege zu finden.

Die Entwicklung der technischen Elastizitätslehre beschränkt sich im wesentlichen auf die Behandlung des geraden Stabes. Von diesem einfachsten Fall aus sucht man durch mehr oder weniger kühne und willkürliche Uebertragung Schlüsse auf die Beanspruchung der in der Technik vorkommenden Körper von verwickelter Form zu ziehen, z. B. auf die Beanspruchung der Maschinenteile. Der Vergleich mit der Erfahrung zeigt dann in vielen Fällen eine Unstimmigkeit, die man im allgemeinen geneigt ist, der Theorie zur Last zu legen, und die wohl gar in den Augen mancher die Sicherheit der theoretischen Grundlagen der Elastizitätslehre verdächtigen könnte. Das ist indessen voreilig. Ein Schluß auf die Sicherheit der Theorie ist erst dann möglich, wenn es gelingt, in dem besondern Falle des Versuches die Differentialgleichungen zu integrieren; aber das begegnet meist großen Schwierigkeiten. Es gibt aber eine Möglichkeit, auf dem Wege des Versuches mit Annäherung zu Ergebnissen zu gelangen, welche die Integration der Differentialgleichungen liefern würde, wenn man sie eben ausführen könnte. Diese Möglichkeit beruht auf einem inneren Zusammenhang zwischen zwei an sich sehr verschiedenen Aufgaben der Elastizitätslehre.

1) An einem elastischen Körper greife ein Gleichgewichtssystem von Kräften an, und es sei gestattet, die dadurch gegebene Spannungsaufgabe mehr oder weniger angenähert als eine zweidimensionale aufzufassen, so daß in Ebenen, die zu einer bestimmten Ebene parallel sind, ziemlich der gleiche Zustand herrscht. Der eintretende Spannungszustand ist dann wesentlich bestimmt, wenn man an jeder Stelle die drei parallel zu der genannten Ebene wirkenden Spannungskomponenten σ_x, σ_y und τ kennt. Die Aufgabe, diese zu bestimmen, läuft, wie man neuerdings gefunden hat, darauf hinaus, eine Funktion $F(xy)$ zu finden, die im Innern des elastischen Körpers überall der Differentialgleichung:

$$\frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

genügt, während am Rande des Körpers überall ihre ersten Differentialquotienten, multipliziert mit einer beliebigen von null verschiedenen Konstanten C:

$$C\frac{\partial F}{\partial x},\ C\frac{\partial F}{\partial y},$$

in einer der gegebenen Belastung des Körpers entsprechenden Weise vorgeschrieben sind. Aus dieser Funktion bestimmen sich dann die gesuchten Spannungskomponenten in folgender Weise:

$$\sigma_x = C\frac{\partial^2 F}{\partial y^2},\quad \sigma_y = C\frac{\partial^2 F}{\partial x^2},\quad \tau = -C\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \quad . \quad . \quad (2).$$

2) Anderseits tritt eben dieselbe Differentialgleichung noch bei der sonst ganz anders gearteten Aufgabe auf, die kleine Durchbiegung einer ursprünglich ebenen, sehr dünnen elastischen Platte zu finden, wenn die Verbiegung längs des Plattenrandes überall vorgeschrieben ist. Nennt man den Abstand der verbogenen Oberfläche von einer willkürlich gewählten festen Ebene z, und sind am ganzen Rande $\frac{\partial z}{\partial x}$ und $\frac{\partial z}{\partial y}$ gegeben, so stellt sich im übrigen die verbogene Platte von selbst so ein, daß sie die Differentialgleichung

$$\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 z}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

befriedigt.

Der geschilderte Zusammenhang, der sogleich an einem Beispiel noch deutlicher werden wird, dürfte allgemein die Möglichkeit erkennen lassen, eine Aufgabe der ersten Art dadurch zu lösen, daß man bei der entsprechenden Aufgabe zweiter Art die verbogene Fläche ausmißt und danach ihre zweiten Differentialquotienten berechnet.

Den ersten derartigen Versuch hat der Vortragende im physikalischen Laboratorium der Technischen Hochschule zu Aachen angestellt. Er bezieht sich auf einen von Prof. von Bach behandelten Fall[1]). Wie bei dem Versuch das dünne

[1]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 4 1902.

elastische Blech, s. d. Figur, am Rande zu verbiegen war, um der Belastung P gerecht zu werden, erhellt aus folgenden Ueberlegungen.

Der Belastung P des elastischen Körpers entsprechen zunächst unmittelbar folgende Randbedingungen für die drei Spannungskomponenten σ_x, σ_y und τ:

$\tau = 0$ längs des ganzen Randes,

$\sigma_y = 0$ längs aller Begrenzungen parallel zur X-Achse,

$\sigma_x = 0$ längs der zur Y-Achse parallelen Begrenzungen ef, $e'f'$, cd, $c'd'$, ab, $a'b'$,

$-P = \int_b^c \sigma_x dy = \int_{b'}^{c'} \sigma_x dy$ (d. i. die Resultante der σ_x über die Stückchen bc und $b'c'$).

Welches der Verlauf von σ_x über die Stückchen bc und $b'c'$ hin ist, ist für die Spannungsverteilung im Innern des Körpers im wesentlichen gleichgültig.

Aus diesen Randbedingungen erhält man die Randbedingungen für die Funktion $F(xy)$, wenn man die Gleichungen (2) berücksichtigt. Eine einfache Umformung ergibt dann:

$\frac{\partial F}{\partial x} = 0$ längs des ganzen Randes,

$\frac{\partial F}{\partial y} = 0$ längs des Randes $cdeff'e'd'c'$,

$C\frac{\partial F}{\partial y} = P$ längs des Randes $baa'b'$,

wo C eine beliebige von null verschiedene Konstante ist. Wie sich $\frac{\partial F}{\partial y}$ auf den Stückchen bc und $b'c'$ verhält, ist im ganzen gleichgültig.

Setzt man nunmehr F dem z des Versuchsbleches gleich, so ergibt sich aus obigen Randbedingungen folgende Randverbiegung des Versuchsbleches: Von dem Blech ist längs des ganzen Randes ein schmaler Streifen fest einzuspannen und zwar so, daß der Randstreifen $cdeff'e'd'c'$ einer beliebigen Ebene, etwa der Ebene des unverbogenen Bleches angehört, und der Randstreifen $baa'b'$ einer dazu unter einem beliebigen kleinen Winkel so geneigten Ebene, daß die Schnittlinie beider Ebenen durch die Mittelpunkte der Stückchen bc und $b'c'$ geht. Wie die kleinen Randstreifen bc und $b'c'$ verbogen sind, ist im ganzen gleichgültig.

Prof. v. Bach konnte im vorliegenden Fall einen Unterschied zwischen dem Ergebnis seiner Bruchversuche und dem der üblichen Berechnung dahin feststellen, daß die übliche Berechnung Spannungen liefert, die etwa dreimal zu klein sind. Der Versuch des Vortragenden wirft auf diesen Sachverhalt eines neues Licht. Während nämlich die übliche Berechnung eine lineare Spannungsverteilung über den Bruchquerschnitt annimmt, liefert der vom Redner angestellte Versuch eine solche von hyperbolischer Art. Infolgedessen fällt die Spannung an der mehr oder weniger scharfen Ecke bei a oder a', wo der Bruch beginnt, einstweilen doppelt so groß aus wie bei der üblichen Berechnung und dürfte bei genauerer Wiederholung des Versuches noch größer werden.

Im übrigen hat das eingeschlagene Verfahren vor der üblichen Berechnung den weiteren wesentlichen Vorzug voraus, daß es die gesamte Spannungsverteilung des elastischen Körpers liefert. Diese aber enthält in sich alle Ergebnisse, welche die Theorie überhaupt zu liefern vermag; im vorliegenden Falle kann man beiläufig aus ihr folgern, daß auch nach der Theorie der Bruch in einer der beiden scharfen Ecken beginnt. Die übliche Berechnung vermag darüber natürlich nichts auszusagen.

Die Versuche sollen noch nach verschiedenen Richtungen fortgesetzt und ihre Ergebnisse dann an geeigneter Stelle veröffentlicht werden.

In der sich anschließenden Erörterung beschreibt Hr. Wolters den Bruch des Lagerfundamentes an einer Walzwerksmaschine in Rote Erde, der namentlich deshalb merkwürdig war, weil die Maschine auch nach dem Bruch ohne Störung weiterarbeitete.

Eingegangen 8. Mai 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 27. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Lippart. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 36 Mitglieder und 10 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Dinge spricht Hr. W. Müller über die Manhattan-Brücke in New York.

Er erörtert den von Gustav Lindenthal herrührenden Entwurf einer Kettenbrücke[1]) und den darüber entstandenen Meinungskampf. Nachdem der Unterbau für diesen Entwurf bereits fertig gestellt war, schied Lindenthal aus seinem Amt als Brückenkommissar von New York, und die Folge war, daß ein neuer Entwurf ausgearbeitet wurde. In diesem ist man von den Abmessungen des Lindenthalschen Entwurfes im allgemeinen nicht abgewichen; die Konstruktion aber ist vollkommen geändert, indem man eine über 3 Oeffnungen durchlaufende Hängebrücke mit parallelen Versteifungsträgern vorgesehen hat. Als Tragglieder dienen Stahldrahtkabel, die auf Rollenlagern über Türme geführt werden, welche fest auf den Pfeilern verankert sind. Die Widerlager weisen bedeutend geringere Abmessungen auf als beim Lindenthalschen Entwurf.

Diese Pläne sind im September 1904 von der Stadtvertretung angenommen, und kurze Zeit darauf ist der Bau der Widerlager ausgeschrieben worden.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch teilt Hr. Rieppel mit, daß sich eine Auslegerbrücke für solche Abmessungen nach seinen Erfahrungen wesentlich einfacher und billiger bauen lasse als eine Hängebrücke.

Darauf berichtet Hr. Kutzbach namens des Ausschusses betr. Normen für Leistungsversuche an Gaskraftanlagen. Schließlich wird die Frage der mißbräuchlichen Benutzung von Zeichnungen und Ingenieurarbeiten beraten.

Eingegangen 9. Mai 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 25. März 1905.

Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.

Anwesend 434 Mitglieder, deren Damen und Gäste.

Hr. Blume aus Charlottenburg (Gast) hält einen Vortrag: Im Fluge durch Amerika zur Weltausstellung in St. Louis.

Nachdem der Vortragende seine Zuhörer an Bord eines Dampfers der Hamburg-Amerika-Linie geführt hat, beschreibt er zunächst in anregender Weise die Ueberfahrt nach New York, die Einfahrt in den dortigen Hafen, den Empfang daselbst und die Eindrücke der ersten Stunden auf den die Neue Welt zum erstenmal betretenden Reisenden. Er führt dann in vortrefflichen Lichtbildern einige der großen Wolkenkratzer vor, indem er zugleich die Ausführung dieser Bauten erläutert.

Weiter geht die Reise über die Niagarafälle, Chicago und Milwaukee nach St. Louis. Der Redner gibt von dieser Stadt ein allgemeines Bild, um sich dann eingehend über die Ausstellung, insbesondre auch ihre deutschen Abteilungen, zu verbreiten. Daran schließen sich Ausblicke auf amerikanische Lebensverhältnisse, unter andern auch auf das Verhältnis des Kapitals zu den Arbeiter-Unionen. Der Vortragende führt seine Hörer dann weiter bis San Francisco und auf der Rückreise durch den Yellowstone-Park nach Washington.

Eingegangen 9. Mai 1905.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 11. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Weyland. Schriftführer: Hr. Rothe.

Anwesend 20 Mitglieder und 5 Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Eingänge spricht Hr. Ingenieur Dieterich aus Leipzig (Gast) über moderne Transporteinrichtungen[2]).

---

[1]) s. Z. 1904 S. 396.

[2]) Vergl. Z. 1904 S. 1719 u. f.; 1905 S. 583.

Eingegangen 4. Mai 1905.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 13. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Rosenberg. Schriftführer: Hr. Voßnack. Anwesend 20 Mitglieder und 4 Gäste.

Die Versammlung beschäftigt sich mit der Beratung der auf der Tagesordnung der 46. Hauptversammlung stehenden Gegenstände.

Ferner werden innere Vereinsangelegenheiten erledigt.

Verein für Eisenbahnkunde.

Sitzung vom 11. April 1905.

Hr. Geheimer Baurat Bork spricht über Unfälle und Betriebstörungen im Straßenbahnverkehr. Den Ausführungen liegen die Erfahrungen und Beobachtungen auf den Berliner Straßenbahnen zugrunde, die zurzeit 8 Bahnen umfassen, von denen die Große Berliner Straßenbahn allein annähernd 70 vH der gesamten Linien besitzt, während ihre Leistung annähernd 84 vH der Gesamtleistung beträgt. Bereits im Jahre 1902 hatten diese 8 Bahnen eine Gleislänge von über 700 km, einen Wagenbestand von rd. 1600 Motor- und 1100 Anhängewagen, 30 Betriebsbahnhöfe, 3 Haupt- und 24 Betriebswerkstätten. Sie werden jetzt durch 12 Elektrizitätswerke mit Strom versorgt. Die zur Erzeugung des Stromes zu Zeiten des größten Bedarfs erforderliche Leistung der Dampfmaschinen beträgt annähernd 30000 PS, während etwa 70000 PS zur Verfügung stehen. Die Zahl der beförderten Personen betrug im Jahre 1902 343,775 Millionen und ist im Jahre 1904 auf 394,559 Millionen angewachsen, während z. B. die Berliner Stadt- und Ringbahn im Jahr annähernd 110 Millionen, die elektrische Hoch- und Untergrundbahn 32,1 Millionen und die Omnibusse 93,3 Millionen befördert haben. Die Leistungsfähigkeit der Berliner Straßenbahnen erreicht annähernd die der gesamten übrigen Straßenbahnen im preußischen Staate.

Die Unfälle mit schweren Verletzungen und Todesfällen, die zur Beurteilung der Betriebsgefahr hauptsächlich in Frage kommen, betrugen auf 1 Million beförderte Personen im Jahre 1895 nur 0,48, im Jahre 1900 dagegen erreichten sie die Höhe von 1,18, waren also um mehr als 100 vH gestiegen. Die Zahl der schwer verletzten und getöteten Personen betrug im Jahre 1895 76, 1900 332. Vergleicht man diese Unfälle mit den durch das übrige Straßenfuhrwerk hervorgerufenen, so ergibt sich, daß diese im Jahre 1900 642, also annähernd doppelt so viel betrugen wie bei den Straßenbahnen. Die im Omnibusbetriebe vorgekommenen schweren Verletzungen oder Tötungen beliefen sich im Jahre 1900 auf 0,82 für 1 Million beförderter Personen, waren also um rd. 30 vH geringer als bei den Straßenbahnen.

Im einzelnen sind auf 1 Million beförderter Personen schwere Unfälle entstanden:

	im Jahre 1895	1900
durch Auf- und Abspringen	0,21	0,36
» Umstoßen oder Ueberfahren	0,12	0,59
» Zusammenstoßen von Wagen	0,09	0,12
» verschiedene Ursachen	0,06	0,11

Hieraus geht hervor, daß hauptsächlich die Unfälle durch Auf- und Abspringen und durch Umstoßen oder Ueberfahren zugenommen haben. An sich ist die erstgenannte Ursache auf eigenes Verschulden der Verletzten zurückzuführen, indem sie dabei die Geschwindigkeit der Fahrzeuge unterschätzen. Beim Pferdebetrieb war das Auf- und Abspringen weniger gefährlich, weil die Geschwindigkeit nicht leicht über etwa 12 km/st steigen konnte. Um diese Unfälle bei den elektrischen Straßenbahnen zu vermindern, wurden die größten zulässigen Geschwindigkeiten vorgeschrieben, und zwar in verkehrsreichen Gebieten 16 km/st, in den weniger verkehrsreichen 20 km/st und in den Außenbezirken 25 km/st. Im weiteren ist versucht worden, die Fahrgäste durch Anschläge vom Abspringen während der Fahrt abzuhalten und sie über die beim Verlassen der Wagen zu beobachtende Vorsicht zu belehren. Mit Rücksicht auf die besondern Verkehrsverhältnisse Berlins ist aber davon Abstand genommen worden, ein polizeiliches Verbot des Auf- oder Abspringens zu erlassen oder die Einsteigöffnungen während der Fahrt zu verschließen. Durch die getroffenen Maßnahmen und die sich immer weiter verbreitende Erkenntnis der Gefahr sind diese Unfälle erheblich vermindert worden. Bereits im Jahre 1902 waren sie von 0,36 auf 0,26 und im Jahre 1904 auf 0,21 für 1 Million Fahrgäste herabgesunken, so daß sie nunmehr nicht höher sind als früher beim Pferdebetrieb. In betreff der Unfälle durch Umstoßen und Ueberfahren, die von 1895 bis 1900 von 0,12 auf 0,59, d. h. annähernd auf das Fünffache gewachsen sind, ist zu bemerken, daß die Ursachen dieser bedeutenden Zunahme der Hauptsache nach darin bestehen, daß die gesteigerte Geschwindigkeit nicht beachtet wird, und daß viele beim Ueberschreiten der Gleise unachtsam sind.

Als wesentlichste Maßnahmen zur Verminderung dieser Unfälle sind anzuführen: die Verwendung möglichst wirksamer Bremseinrichtungen, die Heranbildung aufmerksamer und entschlossen eingreifender Fahrer und endlich die Anwendung von Vorrichtungen zum Schutz gefallener Personen. Die letzteren bestehen im allgemeinen aus Rahmen, welche die Achsen und Räder der Wagenuntergestelle umschließen. Außerdem sind Versuche mit Vorrichtungen vor der Stirnwand gemacht worden, ohne daß aber ein wesentlicher Erfolg erzielt wäre. Die Wirksamkeit der Schutzrahmen wird dadurch unterstützt, daß die davor befindlichen Teile der Wagenuntergestelle möglichst so hoch über Straßenpflaster gelegt werden, daß gefallene und unter den Wagen geratene Personen nicht von ihnen erfaßt werden. Am meisten sind die Unfälle der genannten Art dadurch vermindert worden, daß sämtliche Achsen der Wagen gebremst werden, daß ferner Züge, die aus mehreren Wagen bestehen, durchgehende Bremsen haben, die vom Fahrer gleichzeitig in Tätigkeit gesetzt werden können, und daß endlich außer der Handbremse entweder elektrische oder Luftdruckbremsen benutzt werden. Hierdurch ist es gelungen, die Unfälle durch Umstoßen und Ueberfahren von 0,59 im Jahre 1900 auf 0,22 im Jahre 1904, also um rd. 60 vH zu ermäßigen.

Unfälle durch Zusammenstöße stehen zwar erheblich hinter denjenigen durch Auf- und Abspringen und durch Umstoßen oder Ueberfahren zurück, hatten aber immerhin eine Steigerung von 0,09 im Jahre 1895 auf 0,12 im Jahre 1900 erfahren. Die meisten Unfälle sind nicht durch Zusammenstoßen von Straßenbahnwagen miteinander, sondern von andern Fuhrwerken mit Straßenbahnwagen herbeigeführt worden. Die letzteren Zusammenstöße wurden in einer großen Anzahl von Fällen dadurch veranlaßt, daß die Lastfuhrwerke keine Bremsvorrichtungen besaßen. Es ist daher polizeilich angeordnet worden, daß sämtliche Lastfuhrwerke mit Bremsen ausgerüstet sein müssen. Der Erfolg dieser Maßnahme hat sich dadurch bemerkbar gemacht, daß die Zahl der Unfälle durch Zusammenstöße von 0,12 im Jahre 1900 auf 0,06 im Jahre 1904, also auf die Hälfte zurückgegangen ist. Im ganzen ist die Gesamtzahl der schweren Verletzungen und Tötungen sehr erheblich zurückgegangen, und zwar von 1,18 auf je 1 Million Fahrgäste im Jahre 1900 auf 0,53 im Jahre 1904, also um mehr als die Hälfte, und diese Unfälle sind gegenwärtig im Verhältnis zur Zahl der beförderten Personen nicht viel zahlreicher als früher bei Pferdebetrieb, bei dem sich im Jahre 1895 die entsprechende Zahl auf 0,48 stellte.

Nachdem die früher gebräuchlichen Akkumulatoren in den Wagen beseitigt waren, mußte wegen des häßlichen Aussehens der Oberleitung für eine Anzahl von Linien gemischter Betrieb mit Ober- und Unterleitung eingeführt werden. Wenn auch dieser Betrieb erheblich weniger Störungen im Gefolge hat als der frühere mit Akkumulatoren, so sind die vorkommenden Störungen der Unterleitung und der Einrichtungen an den Wagen immerhin noch so zahlreich, daß auch die Beseitigung dieses Betriebes wünschenswert erscheint. Es steht zu hoffen, daß dieses Ziel durch die geplanten Untertunnelungen unter den Linden und vor dem Brandenburger Tor erreicht werden wird. Betriebstörungen sind ferner während der heißen Sommermonate durch Drahtbrüche an der Oberleitung vorgekommen. Diese traten in so besorgniserregender Weise ein, daß es eine Zeitlang schien, als ob die Oberleitung auf die Dauer nicht zu halten sein würde. Nachdem indes die Ursache der Drahtbrüche in dem Hoch- und Niederbiegen der Fahrdrähte an den Aufhängepunkten durch den zu hohen Druck der Kontaktrollen ermittelt war, ist dieser Uebelstand als behoben zu erachten. Die Maßnahmen erstreckten sich darauf, den Kontaktdruck zu vermindern und die Oberleitung sorgfältig zu überwachen und zu unterhalten. Außerdem sind noch sogenannte Sicherheitsbügel an den Aufhängepunkten angebracht, die verhindern, daß der gerissene Draht herabfällt. Auch durch Vervollkommnung der Isolatorösen ist die Bruchgefahr wesentlich vermindert worden. Um Betriebstörungen schnell zu beheben, sind auf einer Reihe von Betriebsbahnhöfen ständige Wachen eingerichtet und Hülfsgerätewagen aufgestellt, die unter Vermittlung eines eigenen Fernsprechnetzes in kürzester Zeit an Ort und Stelle gelangen können.

Bücherschau.

Die Grundsätze für die Prüfung von Schweifseisen und Flufseisen zum Bau von Dampfkesseln (Würzburger Normen) und
Die Grundsätze für die Berechnung der Materialdicken neuer Dampfkessel (Hamburger Normen)
sind vom Internationalen Verbande der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine einer eingehenden Durchsicht unterworfen worden. Veranlassung dazu haben der Wunsch des Vereines deutscher Ingenieure, daß — im Hinblick auf die zu erwartenden neuen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln — die Vorschriften des genannten Verbandes und des Germanischen Lloyds in Uebereinstimmung miteinander gebracht werden möchten, und Anträge des Verbandes der Grobblechwalzwerke gegeben, welche die an Kesselbleche zu stellenden Festigkeitsansprüche zum Gegenstand hatten. Die Normen des Verbandes haben infolge dieser Durchsicht namhafte Aenderungen erfahren und sind in neuer Auflage bei Boysen & Maasch, Hamburg, zum Preise von 40 bezw. 80 Pfg erschienen.

Der Eisenbeton und seine Anwendung im Bauwesen. Uebersetzung der zweiten Auflage des Werkes »Le béton armé et ses applications«. Von Paul Christophe. Berlin 1905, Tonindustrie-Zeitung. 575 S. und 916 Figuren. Preis 35 ℳ.

Durch die erste Auflage des vorliegenden Werkes aus dem Jahre 1900 hat der Verfasser einen Ruf erlangt, der weit über die Grenzen seines Vaterlandes gedrungen ist. Es ist daher nur anzuerkennen, wenn der oben genannte Verlag die mühevolle Arbeit unternommen hat, die zweite, bedeutend umfangreicher gewordene Auflage zu übersetzen und so der deutschen Fachliteratur ein Werk von seltener Vollständigkeit zuzuführen. Wer die Bedeutung kennt, die der Eisenbeton heute schon erlangt hat, wird den großen Aufwand des Verlegers für Uebersetzung und Ausstattung des Werkes zu würdigen wissen. Trotzdem scheint aber der Preis etwas hoch bemessen worden zu sein.

In den 5 Abschnitten des Buches werden nach einer Einleitung geschichtlicher Art behandelt: Grundsätze und verschiedene bewährte Bauarten; Anwendungsarten bei Gebäuden, Brücken, Ueberdeckungen, Stützmauern, Gründungen usw.; Ausführung der Eisenbetonkonstruktionen, und zwar Herstellung des Betons und Arbeitsausführung; Theorie, abgeleitet aus den vorliegenden Versuchsergebnissen mit Angabe einfacher Formeln für die Berechnung; Vor- und Nachteile des Eisenbetons. Der Umstand, daß unter den beschriebenen Bauarten nur solche erwähnt sind, die sich bereits bewährt haben, ferner die Angaben über die Ausführung solcher Bauten machen das Werk für den Praktiker wertvoll. Der Theoretiker wird in der Zusammenstellung des bisher vorliegenden rechnerischen Materiales Anregung für weitere Forschung finden.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Berichte über Geheimmittel, welche zur Verhütung und Beseitigung von Kesselstein dienen sollen. Mit einer Einleitung über Kesselspeisewasser und dessen Reinigung. Von Dr. Bunte, Dr. Eitner und G. Eckermann. Hamburg 1905, Boysen & Maasch. 168 S. 8°.

Das vorliegende Buch, das in Ausführung eines von der 32. Delegierten- und Ingenieur Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine zu Stockholm 1903 gefaßten Beschlusses entstanden ist, stellt eine vollständige Sammlung der bisher an verschiedenen Stellen veröffentlichten Berichte über die Untersuchung sogenannter Kesselstein-Geheimmittel dar. Die Einleitung, von Dr. Bunte und Dr. Eitner in Karlsruhe verfaßt, gibt eine leicht verständliche Einführung in die Kenntnis der Speisewasserreinigung. Sie behandelt kurz die Beschaffenheit des Wassers, den Begriff »Härte«, das Verhalten der gelösten Stoffe beim Kesselbetrieb, die verschiedenen gebräuchlichen Reinigungsverfahren sowie endlich die Entstehung von Anfressungen. Den wesentlichen Teil des Buches bildet dann die Wiedergabe der amtlichen Untersuchungen von Kesselsteinmitteln; man unterscheidet hier Anstrichmassen, d. h. Mittel, durch die das Loslösen des Kesselsteines von der Innenwand erleichtert werden soll, und eigentliche Kesselsteinmittel, die je nach ihrer Zusammensetzung in anorganische oder vorwiegend anorganische, organische und gemischte anorganische und organische Stoffe unterschieden werden können. Die Fülle des hier gebotenen Materiales — es sind insgesamt 214 Analysen von Mitteln aus den verschiedensten Ländern veröffentlicht — bietet eine sichere Gewähr dafür, daß die Kesselbesitzer durch Einsichtnahme in das Buch vor manchem Schaden bewahrt werden können. Es sei daher jedermann, auch dem Nichtfachmann, bestens empfohlen. Hr.

Die Kurbelstickmaschine. Von A. Spremberg. Leipzig 1905, L. A. Klepzig. 32 S. 8° mit 45 Fig. Preis 2,50 ℳ.

Akademische Freiheit. Historisch-kritische Untersuchung und freimütige Betrachtung nebst einem Anhang über studentische Ausschüsse. Von Dr. E. Horn. Berlin 1905, Trowitzsch & Sohn. 117 S. 8°. Preis 1,50 ℳ.

Bürgerliches Gesetzbuch für das Deutsche Reich. (Liliput-Ausgabe Bd. 1.) 5. Auflage. Berlin 1905, Otto Liebmann. 599 S. Preis 1 ℳ.

Ueber Heizwertbestimmungen, mit besondrer Berücksichtigung gasförmiger und flüssiger Brennstoffe. Von Th. Immenkötter. München und Berlin 1905, R. Oldenbourg. 97 S. mit 23 Fig. Preis 3 ℳ.

Hygiène et sécurité du travail industriel. Ouvrage couronné par la Société Nationale d'Encouragement au Bien. Von G. G. Paraf. Paris 1905, Vve Ch. Dunod. 622 S. 8° mit 400 Fig. Preis 20 frs.

Gemeinverständliches Lehrbuch für Tourenänderung und Wechselräderberechnung. Von W. Steck. Frankenthal (Pfalz) 1905, Gg. Christmann. 77 S. 8° mit 14 Fig. und 44 prakt. Beispielen. Preis 1,75 ℳ.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Maschinenwesen. Bürgel, H. G. M. Führer durch die Maschinen-, Eisen- und Metallindustrien in 6 Sprachen. Herausgegeben unter Mitwirkung des Geschäftsführers der Vereinigung der Berliner Metallwaren-Fabrikanten L. Nasse. 26. Aufl. Berlin 1905. Industrieller Verlag. Preis 10 ℳ.

— Pearson, K. On torsional vibration in axles and shafting. London 1905. Dulau. Preis 7,20 ℳ.

— Schunke, A. Die Maschinenelemente. Leipzig 1905. B. F. Voigt. Preis 1,50 ℳ.

Materialkunde. Beauverie, J. Le bois. Paris 1905. Gauthier-Villars. Preis 20 ℳ.

— Birk, Alfr. Der Königshofer Schlackenzement. Seine Verwertbarkeit und bisherige Verwendung. 2. Ausg. Prag 1905. Calve. Preis 1 ℳ.

— Seipp, H. Die abgekürzte Wetterbeständigkeitsprobe der natürlichen Bausteine, mit besondrer Berücksichtigung der Sandsteine usw. Frankfurt a/M. 1905. H. Keller. Preis 8,50 ℳ.

Mechanik. Busquet, R. Précis d'hydraulique. La houille blanche. Paris 1905. J. B. Baillière. Preis 5 ℳ.

— Routh, Edward John. The advanced part of a treatise on the dynamics of a system of rigid bodies. Being part 2 of a treatise on the whole subject. 6. Aufl. London 1905. Macmillan. Preis 16,80 ℳ.

— Sachs, L. Zur Berechnung räumlicher Fachwerke. Allgemeine Formeln für statisch bestimmte und insbesondre statisch unbestimmte Kuppel-, Zelt und Turmdächer. Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 2,50 ℳ.

Meßgeräte. Bechstein, Otto. Instrumente zur Messung der Temperatur für technische Zwecke. [Aus Deutsche Techniker-Zeitung] Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 1,80 ℳ.

— Wilda. Diagramm- und Flächenmesser. Vollständiger Ersatz für das Planimeter zum schnellen und genauen Ausmessen beliebig begrenzter Flächen, Dampfdiagramme usw. Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 2 ℳ.

Metallhüttenwesen. Lemberg, H. Die Hütten- und Metall-Industrie Rheinlands und Westfalens. Adreßbuch und Sachregister. 4. Aufl Dortmund 1905. Krüger. Preis 5 ℳ.

Motorwagen und Fahrräder. Baudry de Saunier, L. L'allumage dans les moteurs à explosion. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 15 ℳ.
— Baudry de Saunier, L. Les recettes du chauffeur. Neue Auflage. Paris 1905. Selbstverlag, 117 rue Vieille-du-Temple. Preis 12 ℳ.
— Burkard, W. Neuer elektrischer Automobilwagen für Adhäsions- und Zahnstangenbetrieb der Stansstad Engelbergbahn. [Aus Schweiz. Bauzeitung] Zürich 1905. E. Raschers Erben. Preis 0,40 ℳ.

Physik. Landolt-Börnstein. Physikalisch-Chemische Tabellen. Dritte, umgearbeitete und vermehrte Auflage, unter Mitwirkung von zahlreichen Physikern und Chemikern und mit Unterstützung der Königlich Preußischen Akademie der Wissenschaften herausgegeben von Dr. Richard Börnstein und Dr. Wilhelm Meyerhoffer. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 36 ℳ.

Schiffs- und Seewesen. Hartmann, Carl. Der Schiffsmaschinen-Dienst. Handbuch für Fluß- und angehende Seedampfschiffs-Maschinisten. 10. Aufl. Hamburg 1905. Eckardt & Meßtorff. Preis 3 ℳ.
— Jongman, J. A. Bouw en inrichting van ijzeren en stalen schepen, bewerkt voor adspirant stuurlieden. Leiden 1905. Brill. Preis 2,50 ℳ.
— Noalhat, H. Les torpilles et les mines sous-marines. Paris 1905. Berger-Levrault. Preis 8 ℳ.
— Wilkins, W. O. Turbine steamers. Review of the progress of Parsons system of marine propulsion. London 1905. Robertson. Preis 1,20 ℳ.

Textilindustrie. Lauber, Ed. Praktisches Handbuch des Zeugdruckes. Suppl.-Bd. zur 4. Aufl. des I. Bds. und 2. Aufl. des II u. III. Bds. Leipzig 1905. S. Schnurpfeil. Preis 25 ℳ.

Tunnelbau. Zschokke, Bruno. Sprengmittel und Sprengarbeit beim Bau des Simplontunnels. Vortrag. Zürich 1905. Speidel. Preis 2 ℳ.

Ziegelei. Wernicke, Frdr. Die Fabrikation der feuerfesten Steine. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 3 ℳ.

Zucker- und Stärkefabrikation. Die Zuckerindustrie. I. Die Zuckerfabrikation. II. Der Zuckerhandel. Leipzig 1905. Teubner. Preis 7,40 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Vergleich der verschiedenen Bogenlampenarten und Bogenlampenschaltungen in bezug auf ihre Wirtschaftlichkeit. Von Hoppe. (Elektrot. Z. 7. Sept. 05 S. 834/39*) Der Vergleich erstreckt sich auf Bogenlampen mit offenem Lichtbogen und reinen oder getränkten Kohlen und auf Lampen mit eingeschlossenem Bogen. Gleichstrom- und Wechselstromlampen.

Tests of the tantalum lamp. (El. World 2. Sept. 05 S. 394/95*) Die Versuche von Prof. Ambler, über die berichtet wird, haben sich auf die räumliche Lichtausstrahlung, die Abhängigkeit zwischen Widerstand, Leuchtstärke, spezifischem Energieverbrauch einerseits und Spannung anderseits und auf die Brenndauer erstreckt. Schlußfolgerungen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit.

Bergbau.

Tiroler Bergbau. Von Rose. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 05 Heft 2 S. 177/218*) Geologischer und technischer Ueberblick. Der Bergbau auf Blei-, Zink-, Kupfererze und andre Mineralien: Schürfung, Abbau, Förderung, Aufbereitung. Oelschiefergewinnung. Braunkohlenbergbau.

Ueber vorläufigen Ausbau beim Schachtabteufen. Von Krzywoszynski. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 05 Heft 2 S. 171/77*) Bestandteile des eisernen Ausbaues. Ausführung des vorläufigen Ausbaues mit Formeisen verschiedener Art, insbesondre die Festlegung des ersten Ringes auf verschiedenen Zechen. Abstand der Ringe. Bretter und Eisenbleche zum Verziehen der Felder. Höhe eines Abschnittes. Kosten.

Brennstoffe.

The manufacture and properties of charcoal. Von Stupakoff. (Iron Age 31. Aug. 05 S. 512/43) Herstellung von Holzkohle im Kohlenmeiler und in Retorten. Holzkohlen- und Koksroheisen. Eigenschaften der Holzkohlen aus verschiedenen Hölzern. Einfluß der Temperatur beim Verkohlen.

Dampfkraftanlagen.

Power plant of the Boston and Worcester Street Railway. (Iron Age 31. Aug. 05 S. 527/30*) Das Kraftwerk, das eine 64 km lange Ueberlandstrecke versorgt, enthält zwei liegende Verbund-Dampfdynamos von 1000 und 500 KW mit Einspritzkondensation und eine Curtis-Turbodynamo von 2000 KW mit Oberflächenkondensation, für die eine eigenartige Rückkühlanlage aufgestellt worden ist.

The turbo-electric drive in a paper mill service. Von Bibbins. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 254/58*) Die Anlage enthält zwei liegende Verbund-Dampfdynamos von je 800 KW und zwei Westinghouse-Parsons-Turbodynamos von je 1000 KW Leistung. Darstellung der Turbinenanlage. Betriebsergebnisse.

150-I.-H.-P. Corliss engine at the Liége Exhibition. (Engng. 8. Sept. 05 S. 313*) Liegende Verbundmaschine von 340 und 550 mm Zyl.-Dmr., 560 mm Kolbenhub und 100 Uml./min bei 9,5 at Ueberdruck, gebaut von der Maschinenfabrik Breda in Holland.

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. Forts. (Riga Ind.-Z. 30. Juli 05 S. 173/81*) Versuche in der Brauerei Chr. Stritzky und in der Baumwollspinnerei vorm. W. Eickert in Thorensberg. Forts. folgt.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.
Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenbahnwesen.

The Rhodesia Railways Limited. (Eng. Rec. 26 Aug. 05 S. 226/28* u. 2. Sept. 05 S. 258/59*) Uebersicht über die Entwicklung der von Vryburg bis rd. 160 km weit über den Zambesi hinaus fertiggestellten eingleisigen Bahn. Geschichtliches. Bau und Ausrüstung der Strecke. Betrieb. Rollendes Gut. Beamte. Linienführung.

Die elektrische Zahnradbahn Brunnen-Morschach. Schluß. (Schweiz. Bauz. 9. Sept. 05 S. 133/37*) Die Bahn wird mit Drehstrom von 8000 V betrieben. Die Fahrdrahtspannung beträgt 750 V. Die Lokomotiven sind mit zwei 85 pferdigen Induktionsmotoren mit Zahnradübertragung ausgerüstet. Die aus einer Lokomotive und zwei Anhängewagen zusammengesetzten Züge fahren auf der höchsten Steigung von 17 vH mit 9 km/st Geschwindigkeit.

Elektrischer Bahnbetrieb auf der Strecke Seebach-Wettingen mit 15000 Volt Wechselstrom. Von Herzog. (El. Bahnen u. Betr. 4. Sept. 05 S. 462/65*) Konstruktion der Stromzuführung durch hochliegende seitliche Fahrdrähte.

The third rail of the New York Central R. R. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 260*) Die Leitschiene mit Stromabnahme von unten ist auf der ganzen Länge durch Holzverschalung gegen Berührung geschützt.

Bridge renewals on the West Shore R. R. (Eng. Rec. 26. Aug. 05 S. 247*) Bericht über die im Gang befindlichen Verstärkungsarbeiten auf zwei 300 km langen, eingleisigen und doppelgleisigen Strecken. Schnitte durch Normalunterbauten.

Triebwagen oder Lokomotive? Von Guillery. Schluß. (Glaser 1. Sept. 05 S. 91/95) Motorwagen mit Akkumulatoren und mit Verbrennungsmaschinen. Leichte Lokomotivzüge.

Lokomotiven der San Juan Serrezuela-Bahn. Von King. (Organ 05 Heft 9 S. 228/31*) $^3/_5$-gekuppelte Zwillingslokomotiven von 430 mm Dmr., 610 mm Hub und 42 t Betriebsgewicht für 1 m Spurweite.

Tank locomotive for Egyptian Delta Light Railways. Constructed by Messrs. Nasmyth, Wilson & Co., Limited, Engineers, Patricroft. (Engng. 8. Sept. 05 S. 314/16*) $^3/_5$-gekuppelte Lokomotive für 750 mm Spurweite mit 305 mm Zyl.-Dmr., 407 mm Kolbenhub, 52 qm Heiz- und 1,1 qm Rostfläche, 11 at Kesselüberdruck, 1,8 cbm Wasser-, 2 t Kohlenladung und 25,7 t Betriebsgewicht.

Personenwagen für Hochbahn- und Untergrundbahnverkehr. Von Eichel. (El. Bahnen u. Betr. 4. Sept. 05 S. 461/62*) Erläuterungen über das Verhalten von Stahl- und Holzwagen der New Yorker Untergrundbahn bei Zusammenstößen und andern Unfällen.

Eisenhüttenwesen.

Operating a charcoal furnace on 100 per cent concentration. Von Hall. (Iron Age 31. Aug. 05 S. 531) Vergleichende Betriebserfahrungen an einem Hochofen mit Holzkohlen- und Koksfeuerung.

Electrically driven rolling mills. Von Birkett. (Engineer 8. Sept. 05 S. 229/30*) Allgemeine Erörterung über die beim elektrischen Antrieb von Walzwerken maßgebenden Gesichtspunkte.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The Anacostia bridge. Forts. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 271/73*) S. Zeitschriftenschau v. 9. Sept. 05. Konstruktion und Antrieb der 30 m weiten Klappöffnung.

The erection of the Bellevue viaduct. (Eng. Rec. 26. Aug. 05 S. 239/40*) 260 m lange, 9 m breite Brücke bei Pittsburg. Die Brücke nimmt eine zweigleisige Straßenbahnlinie und einen seitlich ausgekragten Fußgängerweg von 1,8 m Breite auf.

Steelwork of the new General Electric machine shop. Forts. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 267/69*) Konstruktion der Säulen und Dachbinder.

Steelwork of the Wannamaker building, Philadelphia. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 274/76*) Konstruktionseinzelheiten des in Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05 erwähnten Gebäudes.

Electric installations for contractor's plant on Brooklyn anchorage of Manhattan bridge. (Eng. Rec. 26. Aug. 05 S. 244/45*) Um die Arbeiten, für die eine Frist von 450 Tagen gesetzt ist, möglichst schnell zu beendigen, wird zum Betrieb der Hebezeuge und der Rammgerüste elektrischer Strom verwendet. Betriebsergebnisse.

A unit frame reinforcement system of concrete-steel construction. (Eng. News 31. Aug. 05 S. 230/31*) Die Eiseneinlage besteht aus 213 mm breiten Bändern, die durch je vier im Querschnitt runde Längsrippen versteift sind.

Elektrotechnik.

Ueber die Dynamik der Lichtbogenvorgänge und über Lichtbogenhysterese. Von Simon. Schluß. (Elektrot. Z. 7. Sept. 05 S. 839/44*) Einfluß der Bogenlänge, des Vorschaltwiderstandes und der Periodenzahl auf den Verlauf der Charakteristik. Erklärung des Verlaufes der Charakteristik und der Lichtbogenhysterese auf Grund der Ionentheorie. Zünden und Auslöschen eines Lichtbogens. Wechselstromlichtbogen. Ueber einem Gleichstromlichtbogen gelagerter Wechselstrom. Der selbsttönende Lichtbogen. Zusammenfassung der Ergebnisse.

Waterside station No. 2 of the New York Edison Company. I. (El. World 2. Sept. 05 S 883/86*) Das im Bau begriffene neue Werk am East River zwischen der 39. und 40. Straße wird im ersten Ausbau mit zwei Westinghouse-Parsons- und zwei Curtis-Turbodynamos von je 7500 bis 8000 KW normaler Leistung ausgerüstet, die Drehstrom von 6600 V und 25 Per./sk liefern.

Die Sillwerke der Stadt Innsbruck. (El. Bahnen u. Betr. 4. Sept. 05 S. 465/70*) S. Z. 1905 S. 989. Der elektrische Teil der Anlage.

Hydro-electric developments of the Ontario Power Company. II. (El. World 2. Sept. 05 S. 387/89*) Oberwasserleitung. Kraftwerk. Turbinen.

Die azyklische Maschine von J. E. Noeggerath. Von Feldmann. (Elektrot. Z. 7. Sept. 05 S. 831/34*) Eingehende Darstellung der Konstruktion und Wirkungsweise der in Zeitschriftenschau v. 24. Dez. 04 unter »Reisebriefe aus Amerika« erwähnten Maschine.

Erd- und Wasserbau.

Construction of the Pocahontas tunnel New York Central R. R. (Eng. Rec. 26. Aug. 05 S. 245/47*) Der Tunnel ist rd. 480 m lang und teils gebohrt, teils im Einschnitt gemauert. Verwendung von eisenverstärktem Beton.

The Barossa arched concrete dam. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 276/77*) Der Damm staut Wasser zur Versorgung der Stadt Gawler in Südaustralien und zu Bewässerungszwecken auf. Er ist 144 m lang, an der höchsten Stelle 28 m hoch und nach einem Halbmesser von 60 m gekrümmt.

Dams for the new plant of the United Shoe Machinery Co., Beverly, Mass. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 277/79*) Die Dämme sind zum Abschluß der Baugrube gegen Wasser und zum Aufspeichern eines Wasservorrates von 83000 cbm ausgeführt worden.

Gesundheitsingenieurwesen.

Sewage disposal in Ohio, Wisconsin and Illinois. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 261/63) Bericht von A. Winslow über eine Studienreise. Aus Mangel an Grundfläche wird statt des Berieselungsverfahrens vornehmlich chemische Abwässerreinigung angewendet. Kurze Angaben über den Betrieb der besichtigten Anlagen.

Gießerei.

The Keep sectional cupola. (Iron Age 31. Aug. 05 S. 532/34*) Der Ofenschacht wird aus drei Ringen gebildet, die auf einen fahrbaren Herd mit Abstich und Winddüsen gesetzt werden. Der Ofen faßt 270 kg Eisen und 68 kg Koks.

Hebezeuge.

Elektrisch betriebener Laufkran großer Dimensionen und hoher Geschwindigkeiten. Von Egger. (Z. f. Elektrot. Wien 10. Sept. 05 S. 535/37 mit 1 Taf.) Der von J. v. Petravic & Co. in Wien für das Arsenal in Pola gebaute Kran für 10 t Last hat 20 m Hubhöhe bei 24 m Spannweite und ist mit Drehstrommotoren für 300 V Spannung, und zwar mit einem 7 pferdigen Motor für die Kranfahrt, einem 12 pferdigen zum Heben und einem 3 pferdigen Motor für die Katzenfahrt ausgerüstet.

A novel electric traveling crane. (Eng. Rec. 26. Aug. 05 S. 248/49*) Der von der Dodge Coal Storage Co. gebaute Drehkran hat rd. 9 t Tragkraft bei 4,5 m oder 2,1 t bei 10,5 m Ausladung. Er erhält den Betriebstrom von einer Reihe längs des Gleises aufgestellter niedriger Masten, an deren beiden Kontakten je eine Leitschiene des Wagens schleift.

Mechanical plant of the New York Hippodrome. (Eng. Rec. 26. Aug. 05 S. 229/34*) Anordnung und Konstruktionseinzelheiten der Druckwasseraufzüge für den Vorhang und die Versenkungen sowie der elektrischen Laufkatzen für die Kulissen. Heizung und Lüftung des Gebäudes.

Calculation of loads on the rollers of a large locomotive crane. Von Westcott. (Am. Mach. 9. Sept. 05 S. 267/68*) Die Rechnung ist für einen Kran von 40 t Tragkraft und für 6 m Rollbahndurchmesser durchgeführt.

Maschinenteile.

Large gate valve of new type for low pressures. Von Smith. (Am. Mach. 9. Sept. 05 S. 258/60*) Konstruktionszeichnung eines Absperrschiebers für eine Hochofen-Windleitung.

Holmes and Davy's hydraulic stuffing-box. (Engng. 8. Sept. 05 S. 329*) Bei der Tauchkolben-Stopfbüchse mit U-förmiger Lederstulpe sind zwei Packringe hintereinander angeordnet, die in der äußeren Stellung des Kolbens schon bei mäßigem Abheben der Stopfbüchse herausgenommen werden können, um die Stulpe zu erneuern.

The Nordberg static governor. (Am. Mach. 9. Sept. 05 S 237/38*) Der dargestellte Regulator mit großem Ungleichförmigkeitsgrad und Hülfsbelastung durch Gewicht und Feder dient zum Regeln von Kompressoren und Pumpen mit Dampfbetrieb.

Materialkunde.

Neuere Festigkeits-Probiermaschinen. Von Rudeloff. Forts. (Dingler 9. Sept. 05 S. 561/66*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Sept. 05. Forts. folgt.

The elastic properties of steel at high temperatures. Von Hopkinson. (Engng. 8. Sept. 05 S. 331/32*) Die Untersuchungen erstrecken sich auf Temperaturen bis zu 800° C bei Belastungen erheblich unter der Zerreißfestigkeit. Erläuterung der elastischen Nachwirkung.

Mechanik.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. Forts. (Dingler 9. Sept. 05 S. 566/70*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Sept. 05. Schluß folgt.

Querschnittsbestimmung auf Druck beanspruchter Stäbe. Von Dircksen. (Zentralbl. Bauv. 6. Sept. 05 S. 451/52*) Zusammenstellung von Hülfstafeln für die im Hochbau gebräuchlichsten Stützenquerschnitte.

Metallbearbeitung.

Shop tools and methods. Von Le Card. (Am. Mach. 9. Sept. 05 S. 247*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Sept. 05.

Metallhüttenwesen.

Vergleichende Betriebsergebnisse des Huntington-Heberlein-Verfahrens gegen das frühere Friedrichshütter Röst- und Schmelzverfahren. Von Biernbaum. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 05 Heft 2 S. 219/30) Das in Vergleich gestellte Verfahren ist seit geraumer Zeit auf der Friedenshütte bei Tarnowitz eingeführt und stellt einen bedeutenden Fortschritt in der Bleierzverhüttung dar.

Motorwagen und Fahrräder.

Electric automotor omnibuses. II. Von Cottrell. (Engineer 8. Sept. 05 S. 233/34) Wirtschaftliche Erörterungen über den Betrieb der elektrischen Omnibusse.

Schiffs- und Seewesen.

Motor boats. Von Durand. Forts. (Marine Eng. Sept. 05 S. 385/88*) Verschiedene Bauarten der Bootsmotoren. Forts. folgt.

The new auto-boat »Veritas«. (Marine Eng. Sept. 05 S. 372/74*) Hölzernes Boot von 17 m Länge über alles und 2,1 m Breite, angetrieben von einem 175 pferdigen Benzinmotor.

New barge for the General Navigation Company of Lake Geneva. Von Ramakers. (Marine Eng. Sept. 05 S. 379/80*) Kurze Angaben über das von einem 40 pferdigen Diesel-Motor angetriebene Boot.

Watson's independent twin air-pumps. (Engng. 8. Sept. 05 S. 327/28*) Die insbesondre für Kondensationsanlagen auf Schiffen bestimmte Luftpumpenbauart hat zwei nebeneinander stehende Luftzylinder und darüber zwei Dampfzylinder, von denen auch einer allein in Tätigkeit treten kann. Erläuterung der Steuerung und Wiedergabe von Indikatordiagrammen.

Die Seezeichen-Versuchsräume des preußischen Ministeriums der öffentlichen Arbeiten in Berlin. Von Seidel und Müller. (Zentralbl. Bauv. 9. Sept. 05 S. 457/59*) Lageplan und Beschreibung der Einrichtung der Anstalt, die hauptsächlich zur Prüfung von Lichtquellen usw. bestimmt ist.

The Gibb's Hill lighthouse, Bermuda. Von Cummings und Reinhardt. (Eng. News 31. Aug. 05 S. 225/26*) Das rd. 50 km weit sichtbare Blinkfeuer hat 1 Million Kerzenstärken. Als Lichtquelle dienen zwei Oellampen. Einzelheiten der Eisenkonstruktion des Turmes und der Laterne.

The log of a liner. (Marine Eng. Sept. 05 S. 368/71*) Zusammenstellung über Maschinenleistungen, Kohlenverbrauch usw. auf einigen transatlantischen Reisen des Dampfers »Australia«.

Straßenbahnen.

Ausschlag von Straßenbahnwagen und Kupplungen in Kurven. Von Lerner. (El. Bahnen u. Betr. 4. Sept. 05 S. 457/61*) Verfahren zur Ermittlung der Drehpunkte des Wagens und der Kupplung für geringsten seitlichen Ausschlag der Wagen in Krümmungen.

Unfallverhütung.

Unfälle und Unfallverhütung in Fabriken. Von Pufahl. (Glaser 1. Sept. 05 S. 95/98) Bearbeitung der Statistik der entschädigungspflichtigen Unfälle im Jahre 1903. Unfälle an Dampfkesseln, Dampffässern und Verbrennungsmaschinen. Forts. folgt.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The gas engine station of the Sunderland District tramways. (Eng. Rec. 2. Sept. 05 S. 266*) Die Anlage liefert Strom für eine Anzahl eingleisiger Ueberlandstrecken von 27 km Gesamtlänge. Sie enthält zwei Crossley-Gasmotoren von 210 und 330 PS, die aus zwei Gaserzeugern mit Mond-Gas gespeist werden.

Wasserversorgung.

Mechanical filters of the Brooklyn, N. Y., water works. (Eng. Rec. 26. Aug. 05 S. 236/39*) Die dargestellte Anlage von 19000 cbm Tagesleistung enthält 10 Filterbehälter und 2 Niederschlagbehälter.

Werkstätten und Fabriken.

The new works of the Ingersoll-Sergeant Drill Company at Phillipsburg, N. J. Forts. (Am. Mach. 9. Sept. 05 S. 288/40*) Die Werkstätten für den Kompressorenbau.

Hopkinson's valve works at Huddersfield. (Engng. 8. Sept. 05 S. 303/08* mit 1 Taf.) Eingehende Darstellung der Werkstätten, Gießereien, Lager- und Geschäftsräume, Werkzeugmaschinen und sonstiger Einrichtungen. Arbeitsverfahren und Geschäftsgang. Erzeugnisse der Fabrik.

Ziegelei und Tonindustrie.

The manufacture of sand-lime brick. (Eng. News 31. Aug. 05 S. 211/12*) Schilderung des Betriebsverfahrens in den Fabriken der American Sand-Lime Brick Co. in Chicago.

Rundschau.

Probefahrten des englischen Panzerkreuzers »Roxburgh«.

Im Mai dieses Jahres hat die »Roxburgh« ihre Haupt-Probefahrten erledigt, die ich als Vertreter der Kessellieferantin mitzumachen Gelegenheit hatte. Das Schiff ist ein Panzerkreuzer von 10850 t und hat zwei Maschinen von zusammen 21000 PSi, die von 6 Zylinderkesseln und 17 Dürr-Kesseln Dampf erhalten. Schiff und Maschine sowie die Zylinderkessel sind von der London and Glasgow Engineering and Iron Co. erbaut, die Dürr-Kessel von der Fairfield Shipbuilding and Engineering Co. in Gemeinschaft mit der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. Dürr & Co. in Ratingen geliefert. In Fig. 1 bis 3 ist eine Skizze der Kesselanordnung gegeben. Die Zylinderkessel haben 1002 qm Heizfläche und arbeiten mit künstlichem Zug und Luftvorwärmung nach Howden; die Dürr-Kessel haben 3865 qm Heizfläche und werden gleichfalls mit künstlichem Zug in geschlossenen Kesselräumen betrieben.

Fig. 1 bis 3. Kesselanlage des Panzerkreuzers »Roxburgh«.

Die Probefahrten englischer Kriegschiffe werden unter andern Bedingungen, als sie in unsrer Marine üblich sind, ausgeführt. Schon weil sämtliche Versuche auf Kosten der Erbauerin des Schiffes gemacht werden, ist der Plan nicht so umfangreich und zeitlich gedrängter; aber er wird vorher festgelegt, so daß für jeden Tag ein bestimmter Versuch vorgeschrieben ist. Es ist bemerkenswert, daß ein solcher Plan im vorliegenden Falle genau innegehalten worden ist. Die Probefahrt-Mannschaft kam, wie vorgeschrieben, am 12. Mai an Bord und verließ das Schiff am 24. Mai; das Schiff traf vom Clyde zur festgesetzten Stunde auf der Reede von Portsmouth ein, beendigte dort planmäßig seine Schießversuche für Artillerie und Torpedowesen, traf rechtzeitig wieder vor Greenock ein und erledigte dort ohne jegliche Verzögerung den Rest der Versuche einschließlich der forcierten Fahrt: ohne Frage ein Beweis für die Güte des Materials wie der Mannschaft.

Die Ergebnisse der Probefahrten sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt; sie müssen durchweg als günstig bezeichnet werden. Der Kohlenverbrauch für 1 PSi-st ist niedrig, da darin auch der Dampf- und Kohlenverbrauch der Hülfsmaschinen enthalten ist. Sogar der Wasserverlust wurde während der Fahrt durch Speisewassererzeuger wieder ersetzt. Um den Kohlenverbrauch mit dem der deutschen Kriegsmarine zu vergleichen, wird man etwa 0,015 kg/PSi-st in Abzug bringen müssen; die Leistungen sind in englischen Pferdestärken gegeben[1]), damit die Zahlen mit andern Quellen (Engineering) übereinstimmen. Auf allen Fahrten wurde das Speisewasser gemessen. Zu diesem Zwecke waren auf Oberdeck für jede Hauptmaschine zwei große Meßbehälter aufgestellt; dem einen wurde das Kondensationswasser von der Luftpumpe zugeführt, während dem andern das Speisewasser für die Behälter in den Kesselräumen entnommen wurde. Auf diese Weise kann der Wirkungsgrad der Kesselanlage getrennt von dem der Maschinenanlage festgestellt werden. Es ergibt sich auf der Fahrt mit kleiner Leistung bei einer Kesselbeanspruchung von 18 kg pro qm Heizfläche und Stunde eine Verdampfung von 8,96 (aus Wasser von 0° in Dampf von 100°), auf der Fahrt

[1]) 1 engl. PS = 1,0139 metr. PS.

Zahlentafel 1. Versuchsfahrten des Kreuzers »Roxburgh«.

Datum des Versuches		13. Mai 1905		19. und 20. Mai 1905		23. Mai 1905	
Art des Versuches		30stündige Prüfung des Kohlenverbrauches		30stündige Prüfung des Kohlenverbrauches		8stündiger Versuch mit voller Leistung	
Tiefgang vorn	m	7,47		7,47		7,47	
Tiefgang hinten	»	7,77		7,77		7,77	
Geschwindigkeit des Schiffes	Knoten	14,4		20,73		23,63	
Dampfdruck in den Kesseln	at	12,37		14,06		14,34	
Luftdruck in den Heizräumen	mm Wassers.	0		der Zylinderkessel 40,6		der Zylinderkessel 41 der Dürr-Kessel 25,4	
		Steuerbord	Backbord	Steuerbord	Backbord	Steuerbord	Backbord
Luftleere in den Kondensatoren	at	0,84	0,85	0,89	0,85	0,86	0,84
Uml./min		86,3	87	127,2	127,6	143,1	144 2
mittlerer Druck vor dem Hochdruckzylinder	»	7,48	7,69	12,51	12,51	13,14	12,86
mittlerer Druck vor dem Mitteldruckzylinder	»	1,36	1,32	3,72	3,58	4,21	4,32
mittlerer Druck vor dem Niederdruckzylinder	»	0,45	0,35	0,77	0,84	1,12	1,33
mittlerer Druck im Hochdruckzylinder	»	2,57	2,51	6,33	6,35	6,40	6,46
mittlerer Druck im Mitteldruckzylinder	»	0,73	0,75	1,70	1,70	2,08	2,19
mittlerer Druck im vorderen Niederdruckzylinder	»	0,33	0,32	0,80	0,82	1,04	1,06
mittlerer Druck im hinteren »	»	0,38	0,32	0,88	0,8	1,11	1,13
Leistung Hochdruckzylinder	PS_i	908	894	2559	2577	3743	3838
Leistung Mitteldruckzylinder	»	640	669	2214	2219	3040	3217
Leistung vorderer Niederdruckzylinder	»	370	365	1309	1354	1908	1978
Leistung hinterer »	»	423	365	1447	1326	2043	2090
Summe		2341	2298	7529	7476	10734	11123
insgesamt		4634		15005		21856	
Wasserverbrauch für alle Zwecke für 1 PS_i-st [1]	kg	8,392		7,575		8,210	
gesamter Kohlenverbrauch	»	132980		408450		185640	
Kohlenverbrauch für 1 PS_i-st	»	0,948		0,903		1,043	
gesamter Wasserverlust	t	17,27		60,96		16	
Wasserverlust für 1000 PS_i in 24 st	»	2,94		3,25		2,18	
Temperatur des Speisewassers	°C	20		21		31	

[1]) Mittlerer Wasserverbrauch der Hülfsmaschinen 1,088 kg/PS_i-st.

mit großer Leistung bei 24 kg pro qm Heizfläche und Stunde eine Verdampfung von 8,46. Da die Kohle einen Heizwert von rd. 8000 WE hatte, erzielten die Kessel einen Wirkungsgrad von 71,3 vH und 67,4 vH. Auf der 8stündigen Volldampffahrt wurde die Kohlenmessung nicht mit solcher Genauigkeit ausgeführt, daß danach der Wirkungsgrad berechnet werden könnte. Erwähnt sei nur, daß die Kessel auf dieser Fahrt mit einer Dampfleistung von 39 kg pro qm Heizfläche und Stunde beansprucht wurden.

Diese Verdampfungsergebnisse sind durchaus zufriedenstellend und beweisen, daß dem Dürr-Kessel in dem Berichte des englischen Kesselausschusses, in dieser Zeitschrift 1904 S. 1357 im Auszug wiedergegeben, zu Unrecht ein mangelhafter Wirkungsgrad zum Vorwurf gemacht ist. Es muß angenommen werden, daß die Ergebnisse der Probefahrten des englischen Kreuzers »Medusa«, die jenem Bericht zugrunde liegen, durch unsachgemäße Bedienung der Feuer nachteilig beeinflußt worden sind. Bei Wasserrohrkesseln mit niedrigem Feuerraum ist gleichmäßiges Heizen mit dünner Brennstoffschicht unbedingt erforderlich, um einen guten Wirkungsgrad zu erreichen; die Kohle muß mit kurzer Flamme brennen, damit die Heizgase vollkommen verbrannt werden, bevor sie in das Rohrbündel treten. In der englischen Marine scheint man aber erst in neuester Zeit den Wert der planmäßigen Feuerbedienung erkannt zu haben. Auf den »Roxburgh«-Fahrten wurde indessen auf Veranlassung der Kesselerbauer nach der Uhr geheizt, wie es auch in der deutschen Marine üblich ist. Jedes Feuer wurde in bestimmten Zeitabständen beschickt und die Beschickungszeiten der vier Feuer jedes Kessels um 1/4 jenes Zeitunterschiedes gegeneinander verschoben, so daß ein möglichst gleichmäßiger Zustand der Feuer erreicht wurde. Zu dem Zwecke wurde in jedem Heizraum eine Uhr aufgehängt, deren Zifferblatt mit einer Teilung nach Fig. 4 beklebt war. Die vier Feuer jedes Kessels wurden mit Nummern bezeichnet und zu den entsprechenden durch die Teilung angegebenen Zeiten beschickt, und zwar die gleichen Feuer der drei Kessel jedes Heizraumes stets in gleicher Reihenfolge hintereinander. Auf diese Weise wurde auf der kleinen Fahrt bei einer Verbrennung von 78 kg pro qm Rostfläche und Stunde jedes Feuer alle 15 Minuten mit frischer Kohle beworfen, auf der großen Fahrt bei 105 kg pro qm und st alle 10 Minuten und auf der Volldampffahrt bei 193 kg pro qm und st alle 7 1/2 Minuten. Daß letztere Verbrennung 8 Stunden hindurch mit einem Luftdruck im Heizraum von durchschnittlich 25 mm Wassersäule erreicht wurde, ist ein gutes Zeichen für die Geschicklichkeit der Heizer. Nur durch diese regelmäßige und sachgemäße Bedienung der Feuer konnte der gute Wirkungsgrad der Kessel und gleichzeitig auch eine außerordentliche Gleichmäßigkeit in der Dampferzeugung und Maschinenleistung erzielt werden.

Fig. 4.

Während sich die Wasserrohrkessel bei allen Proben bewährten und weder auf noch nach den Fahrten die geringsten Schäden zeigten, versagten die Zylinderkessel mehrfach. Die 30stündige Fahrt mit großer Leistung sollte planmäßig mit allen Kesseln ausgeführt werden; es konnten aber von den Zylinderkesseln nur 5 in Betrieb genommen werden, weil im sechsten die Decke der Feuerbüchse an den Stehbolzen undicht geworden war. Nach der 8stündigen forcierten Fahrt waren die Rohrwände in den Feuerkammern der sämtlichen Zylinderkessel stark leck, obwohl diese Kessel nur 132 kg Kohle für 1 qm Rostfläche und Stunde gegenüber 193 kg bei den Dürr-Kesseln verbrannt hatten. Man wird in Zukunft auch in der englischen Marine das gemischte System (Zylinderkessel und Wasserrohrkessel nebeneinander in demselben Schiffe) verlassen und nur Wasserrohrkessel verwenden, und zwar auf Panzerschiffen und großen Kreuzern weitröhrige, auf kleineren und schnellen Schiffen engröhrige.

Von den Schwesterschiffen der Devonshire-Klasse haben bereits vier ihre Probefahrten gemacht, deren Hauptergebnisse in Zahlentafel 2 zusammengestellt sind. Alle diese Schiffe haben je 6 Zylinderkessel, im übrigen Wasserrohrkessel, und zwar »Carnarvon« und »Devonshire« Niclausse-Kessel, »Antrim« Yarrow-Kessel und »Roxburgh« Dürr-Kessel; ein fünftes Schiff »Argyll« mit Babcock & Wilcox-Kesseln wird erst später zu den Probefahrten bereit sein. Der Kohlenverbrauch für 1 PS_i-st ist auf allen Schiffen praktisch derselbe, so daß, da die Maschinen nach gleichen Plänen erbaut sind, sich auch für alle Arten von Wasserrohrkesseln derselbe Kesselwirkungsgrad ergab. Auszunehmen ist der auffallend geringe Kohlenverbrauch der »Devonshire« auf der Volldampffahrt, der auf ungenaue Kohlenmessung zurückzuführen sein dürfte, weil die Kohlen, wie schon erwähnt, auf den forcierten Fahrten nicht stetig abgewogen wurden.

Zahlentafel 2. Probefahrten der Devonshire-Klasse.

	30 st			30 st			8 st		
	Leistung PSi	Kohlenverbrauch für 1 PSi-st kg	Geschwindigkeit Knoten	Leistung PSi	Kohlenverbrauch für 1 PSi-st kg	Geschwindigkeit Knoten	Leistung PSi	Kohlenverbrauch für 1 PSi-st kg	Geschwindigkeit Knoten
»Carnavon« . . .	4756	0,957	14,3	15212	0,807	21,43	21489	1,039	23,3
»Antrim«	4668	0,934	—	14628	0,885	21,33	21604	1,025	23,02
»Devonshire« . . .	4533	0,930	13,07	14830	0,919	21,0	21475	0,812	22,97
»Roxburgh« . . .	4634	0,948	14,4	15005	0,903	21,54	21857	1,043	23,63

Auffallend ist die große Einfachheit der Ausstattung an Bord der englischen Kriegschiffe. Dort wird manches fortgelassen, was man bei uns für erforderlich hält; im besondern wird für die Sicherheit und Annehmlichkeit der Mannschaft an Bord unsrer Schiffe viel mehr getan. Während z. B. bei uns geschlossene Niedergänge mit Treppen zu den Maschinen- und Heizräumen führen, sind auf »Roxburgh« nur einfache Steigleitern vorhanden, die fast senkrecht und frei im Heizraum an den wasserdichten Schotten aufsteigen. Schutzvorrichtungen an den Wasserstandsgläsern sind nicht gebräuchlich; die Gläser sind erheblich kürzer als nach den deutschen Vorschriften und haben dadurch allerdings den Vorzug größerer Haltbarkeit, aber auch den Nachteil geringerer Schaulänge. Dampfheizung ist an Bord nicht vorhanden. Besondre Wasch- und Baderäume für die Mannschaft gibt es nicht, auch nicht für die Heizer. In gleicher Weise ist auch die Ausstattung und Ausschmückung der Räume durchweg außerordentlich einfach gehalten. Fr. Schlueter.

Ueber den **Entwicklungsgang des amerikanischen Brückenbaues** hat C. C. Schneider in einer Ansprache an die American Society of Civil Engineers berichtet[1]). Er geht aus von den hölzernen Brücken, die schon im Jahre 1785 zum erstenmal ausgeführt sein sollen, deren ausgedehntere Anwendung aber erst der Beginn des Eisenbahnbaues, der Bau der Baltimore and Ohio-Bahn, mit sich gebracht hat. Aus dieser Zeit, 1830, stammt die erste hölzerne Eisenbahnbrücke bei Monaguay. Um die Schwierigkeiten und Kosten großer aufgeschütteter Eisenbahndämme oder -viadukte zu umgehen, führte man bald darauf den Bau hölzerner Viadukte (trestles) ein, die vorläufig den gleichen Zweck erfüllten und erst nachträglich durch Aufschüttungen befestigt zu werden brauchten. Solche Viadukte, deren Gerüstkonstruktion für die später eingeführten eisernen Viadukte vorbildlich geworden ist, sind schon im Jahre 1840 auf der Little Schuylkill and Susquehanna R. R. in 18 bis 40 m Höhe ausgeführt worden.

Eiserne Brücken, deren Anfänge sich in England bis zum Jahre 1786 zurückverfolgen lassen, hat es in Amerika vor dem Jahr 1840 nicht gegeben. Ausgenommen sind freilich die Hängebrücken mit eisernem, aus vierkantigen Kettengliedern zusammengesetztem Tragwerk und hölzerner Fahrbahn. Die erste Brücke ganz aus Eisen war die von Trumbull 1840 erbaute Brücke über den Erie-Kanal bei Frankfort, N. Y. 1845 errichtete die Philadelphia and Reading R. R. bei Manayunk die erste eiserne Eisenbahnbrücke, eine zweigleisige Howe-Trägerbrücke von rd. 10 m Spannweite, bei der Obergurte und Diagonalen aus Gußeisen, die Untergurte und die senkrechten Spannstangen aus Schmiedeisen hergestellt waren.

Die Konstruktion der ersten eisernen Brücken hat sich zumeist an die aus dem Holzbrückenbau bekannten Gitterträgerformen von Towne, Howe und Pratt unmittelbar angelehnt. Sie wurden grundsätzlich aus Gußeisen hergestellt, weil man Schmiedeisen nur für die auf Zug beanspruchten Teile zulässig hielt. So bestehen auch die ersten eisernen Viadukte, die von der Baltimore and Ohio R. R. 1852 gebaut worden sind, ganz aus Gußeisen, ausgenommen die Spannstangen. Dazu verwendete man ursprünglich Rundstäbe aus Schmiedeisen, die an beiden Enden mit Gewinde und Muttern versehen waren, später verlängerte Kettenglieder aus Vierkanteisen. Daraus haben sich die im Jahre 1861 zuerst von J. H. Linville eingeführten geschmiedeten Augenstäbe entwickelt, die für viele amerikanische Brückenkonstruktionen kennzeichnend geworden sind.

Die Anwendung von Flußeisen bei Brücken stellt den nächsten Fortschritt in der Entwicklung des amerikanischen Brückenbaues dar. Die Brücke bei St. Louis über den Mississippi, vollendet im Jahre 1874, ist teilweise, die Brücke bei Glasgow über den Missouri, die 1879 fertig geworden ist, zum erstenmal ganz aus Flußeisen erbaut. Bis 1890 hat man dieses Material, aber doch nur für besonders stark beanspruchte Teile, an Knotenpunkten oder bei großen Augenstäben, verwendet. Dann aber gingen die Eisenbahnen dazu über, selbst Brücken von kleineren Spannweiten aus Flußeisen zu bauen, und machten es vielleicht dadurch auch den Eisenhüttenwerken möglich, ihre Erzeugung fast ausschließlich auf Flußeisen zu beschränken. Als Beginn des Flußeisenzeitalters im amerikanischen Brückenbau kann man etwa das Jahr 1894 bezeichnen.

In neuester Zeit endlich haben noch zwei weitere Materialien größere Bedeutung für den Brückenbau erlangt: der Nickelstahl, der zur Herstellung der Augenstäbe bei der Blackwell-Brücke in New York verwendet wird, und der eisenverstärkte Beton, der bei allen neueren Wegüberbrückungen von geringerer Spannweite die Stelle des früheren Mauerwerkes einnimmt.

Was die Brückenform anlangt, so sind die Hängebrücken am ältesten. Die erste Hängebrücke mit Ketten aus schmiedeisernen Gliedern ist von Finley 1796 über den Jacobs Creek erbaut worden. An die Stelle der Gliederketten sind später Drahtkabel getreten. Diese Bauart weist z. B. die 125 m weite Brücke über den Schuylkill Fluß bei Philadelphia auf. Die letzte Entwicklungsstufe der Hängebrücken, die Anwendung eines Hülfsgerüstes zum Versteifen der Konstruktion, das gleichzeitig den Aufbau der Brücke erleichtert, wird durch die meisten neueren Brücken verkörpert: die Ohio-Brücke bei Wheeling von 340 m, die Niagara-Brücke bei Lewiston von 385 und die der Grand Trunk Ry. von 250 m Weite. Die letztgenannte Brücke ist zugleich die einzige Hängebrücke, die gleichzeitig Eisenbahn und Straße überführt. Von größeren Hängebrücken sind ferner zu nennen: die Brücke bei Cincinnati über den Ohio von 365 und die Niagara-Brücke bei Clifton von 376 m Weite. Die bemerkenswertesten sind jedoch die New Yorker Brücken über den East River, die Brooklyn-Brücke[1]) von rd. 490 m und die Williamsburg-Brücke[2]) von fast ebenso großer Spannweite. Auch die Manhattan-Brücke, die neueste der East River-Brücken, soll als Hängebrücke mit 450 m Spannweite ausgeführt werden.

Eine Bogenbrücke in der ursprünglichen Ausführung aus Gußeisen findet man z. B. noch in der Chestnut Street-Brücke in Philadelphia, die 1863 erbaut worden ist. Die erste Bogenbrücke aus Flußeisen war die schon oben erwähnte Brücke in St. Louis, deren mittlere Oeffnung 57 m weit ist. Die größten neueren Bogenbrücken führen über den Niagarastrom. Die eine ist eine vereinigte Eisenbahn- und Straßenbrücke der Grand Trunk Ry. aus dem Jahre 1897 von 168 m Weite[3]), die zweite ist als Ersatz für eine Hängebrücke zwischen Niagara Falls und Clifton erbaut worden und hat einen Bogen von 256 m Spannweite, den weitesten Brückenbogen der Welt.

Für größere Spannweiten werden heute vornehmlich Kragträgerbrücken ausgeführt, als deren ältester Vertreter die 1877 erbaute Brücke der Cincinnati and Southern Ry. über den Kentucky Fluß mit 3 Oeffnungen von je 115 m Spannweite anzusehen ist. Die neuesten und großartigsten Brücken dieser Art sind die der Wabash R. R. über den Monongahela Fluß, und zwar die bei Pittsburg mit einer Oeffnung von 248 und die bei Mingo Junction von 284 m Spannweite. Die Brücken sind beide im Jahre 1904 fertiggestellt worden. Ferner ist die Brücke über den Mississippi bei Thebes mit 205 m Spannweite[4]), erbaut 1905, zu erwähnen. Die im Bau befindliche Blackwell-Brücke in New York hat Oeffnungen von 300 und 360 m und die St. Lawrence-Brücke bei Quebec die größte bisher erreichte Spannweite von 548 m[5]).

[1]) The Engineering Record 24. Juni 1905.

[1]) Z. 1894 S. 807.
[2]) Z. 1896 S. 971; 1898 S. 1105.
[3]) Z. 1904 S. 1213.
[4]) Z. 1905 S. 146.
[5]) Z. 1905 S. 667.

Die Arbeiten beim **Bau des Teltow-Kanales** haben in der letzten Zeit einen guten Fortschritt[1]) genommen, und es wird beabsichtigt, den Kanal bereits im Dezember feierlich zu eröffnen. Wenn man heute die Kanalstrecke begeht, merkt man jedoch, daß noch ein gutes Stück Arbeit zu schaffen ist, vornehmlich in dem Teil zwischen Groß-Lichterfelde und Britz[2]). Dagegen sind die Strecken zwischen Kl. Glienicke und Kl. Machnow und zwischen Grünau und Britz bis auf einen Teil der Uferbefestigungen vollständig hergestellt, so daß hier bereits seit einiger Zeit ein, wenn auch beschränkter, Verkehr aufgenommen werden konnte. Die Verbindung zwischen dem Griebnitz-See und dem Wannsee, der sogenannte Friedrich Leopold-Kanal, ist auch schon längere Zeit fertig; hier wie auf der Strecke von Neubabelsberg bis Kl. Machnow wird seit Frühjahr d. J. eine regelmäßige Personenschiffahrt mit Motorbooten aufrecht erhalten.

Die meisten der durch den Kanal notwendig gewordenen Brücken sind schon dem Verkehr übergeben, so auch die die Anhalter Bahn überführende viergleisige Brücke.

Die den Kanal nach seiner Fertigstellung befahrenden Lastschiffe sind verpflichtet, sich der von der Kanalverwaltung betriebenen elektrischen Treidelei zu bedienen; die Schiffe dürfen also weder unter eigenem Dampf oder Segeln fahren, noch von Hand getreidelt oder durch Staken bewegt werden, um nicht das Kanalbett und die Böschungen Beschädigungen auszusetzen. Für den elektrischen Schleppdienst soll ein besondrer Fahrplan eingerichtet werden, so daß der Verkehr regelmäßig in beiden Richtungen vor sich geht. Schienen und Stromzuführung, Fig. 1, für die Treidellokomotiven sind auf beiden Kanalufern vom Griebnitz-See bis Kl. Machnow sowie teilweise auf der Strecke von Grünau nach Britz verlegt. Die ersten der von den Siemens-Schuckert-Werken gebauten Lokomotiven werden demnächst zur Ablieferung gelangen.

Fig. 1. Stromzuführung für die Treidelei.

Fig. 2. Schleuse bei Kl. Machnow.

Auf dem Griebnitz-See und auf dem Kl. Machnower See werden die Schleppzüge von Dampfern gezogen. Als Hauptbedingung hierbei galt, daß Rauch nach Möglichkeit vermieden würde, um die Bewohner der an den Seen gelegenen Villenkolonien nicht zu belästigen. Verschiedene Versuche mit Betrieb durch Sauggas- und sonstige Verbrennungskraftmaschinen hatten nicht den gewünschten Erfolg. Es sollen nun gewöhnliche Dampfer mit Steinkohlenteerfeuerung verwendet werden; sechs solcher Dampfer von je 120 PSi Maschinenleistung mit Ueberhitzeranlage sind in Bau gegeben und sollen noch im Herbst abgeliefert werden.

In dem vornehmlich zum Betriebe der Treidelei und der Schleusenanlagen dienenden Elektrizitätswerk bei Teltow sind eine 350pferdige liegende Tandem-Verbundmaschine und eine 850pferdige Zoelly-Dampfturbine bereits betriebsfertig, während eine zweite Zoelly-Turbine von derselben Leistung aufgestellt wird. Mit den Antriebmaschinen sind je eine Drehstromdynamo von 6000 V und eine Gleichstromdynamo von 600 V gekuppelt. Ein Umformerwerk für die Treidelei auf der oberen Kanalstrecke wird bei Britz errichtet.

Die Doppelschleuse bei Kl. Machnow, Fig. 2, die mit ihren in märkischem Stil ausgeführten Baulichkeiten recht gut in die sie umgebende Landschaft hineinpaßt, kann heute auch bereits als betriebsfertig angesehen werden. Die Schienen für die Treidellokomotiven sind hier auf beiden Seiten außerhalb der Schleusengebäude vorbeigeführt.

Eine Beleuchtung der Kanalstrecke bei Nacht ist nicht beabsichtigt, dagegen sollen die Treidellokomotiven elektrische Scheinwerfer erhalten, welche die Strecke vor jedem Schleppzug erleuchten. Neben dem Elektrizitätswerk bei Teltow ist auf dem nördlichen Kanalufer ein Grundstück vorbehalten, auf dem ein Bauhof zur Ausbesserung des beim Kanaldienst verwendeten Betriebsmaterials errichtet werden soll. Die elektrische Kraft zum Antrieb einiger Werkzeugmaschinen sowie zum Betrieb eines bereits aufgestellten Kranes von 10 t wird dem Kraftwerk entnommen. Der bisherige Bauhof liegt auf dem jenseitigen Ufer in der Nähe der Ortschaft Albrechts Teerofen.

Auf einigen Strecken des Kanales, so besonders in der Gegend von Lichterfelde und an den Kanalufern des bis auf die Fahrrinne nahezu trocken gelegten Teltower Sees, haben die Arbeiten sehr unter der schlechten Beschaffenheit des Baugrundes zu leiden gehabt, wodurch viele unliebsame Verzögerungen entstanden sind.

Die **Entwicklung des Talsperrenbaues im rheinisch-westfälischen Industriegebiet** ist durch Intzes Tod nicht zum Stillstand gekommen. Im Wuppergebiet ist es die Stadt Remscheid, die in diesem Jahr eine großartige Erweiterung ihres mit der bekannten Remscheider Talsperre verbundenen Wasserwerkes nach neueren Plänen Intzes begonnen hat. Die neue Talsperre wird im Neyetal bei Wipperfürth erbaut werden. Sie faßt 6 Mill. cbm bei einem Niederschlaggebiet von 11,6 qkm und einem mittleren Zufluß von 9,2 Mill. cbm jährlich, während die alte Remscheider Talsperre nur 1 Mill. cbm enthält. Durch großartige Stollenanlagen von zusammen 6,5 km Länge wird das Wasser aus dem neuen Sperrbecken der alten Talsperre im Eschbachtal und der Pumpstation zugeführt werden. Mit dem Ausbruch dieser Stollen ist man seit diesem Frühjahr beschäftigt, während die Bauarbeit der Sperrmauer selbst noch nicht begonnen hat.

Im Ruhrgebiet gehen die letzten nach Intzes Plänen erbauten Talsperren der Vollendung entgegen und werden voraussichtlich Ende des Jahres dem Betrieb übergeben werden. Es sind dies die Hennetalsperre bei Meschede mit einem Stauinhalt von 9,5 Mill. cbm, die Inbachtalsperre bei Vollme, die 1 Mill. cbm, und die Oestertalsperre bei Plettenberg, die 3 Mill. cbm faßt. Nach Fertigstellung dieser Bauwerke wird der Fassungsraum der Talsperren im Ruhrgebiet 31 Mill. cbm betragen. Für den Bedarf der großen, auf die Wasserführung

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 544, 1905 S. 1178.
[2]) Vergl. den Lageplan Z. 1903 S. 544.

der Ruhr angewiesenen Wasserwerke des Industriegebietes genügt aber die durch diesen Stauinhalt gesicherte Vermehrung des Niedrigwassers des Flusses noch keineswegs. Es sind deshalb Vorarbeiten zu einer sehr bedeutenden Talsperrenanlage im Möhnetal oberhalb Neheim durch die Vereinigung der Wasserwerke des Ruhrgebietes, den Ruhrtalsperrenverein, angeordnet worden. Die geplante Talsperre soll die beiden Wasserläufe der Heve und Möhne in einem Sammelbecken von 110 Mill. cbm aufstauen. Das Niederschlaggebiet ist 425 qkm groß, die jährliche Zuflußmenge 230 Mill. cbm. Zahlreiche Gehöfte, unter anderm das ganze Dorf Delecke, müßten bei Ausführung dieses Unternehmens verschwinden, die im Möhnetal verlaufende Provinzialstraße müßte verlegt, die Arnsberg-Soester Straße auf einer großen Ueberführung über den Stausee geleitet werden. Die Mauermasse der geplanten Sperrmauer beträgt nicht weniger als 190 000 cbm bei einer Kronenlänge von 580 m. Die Entscheidung, ob dieses gewaltige Werk zur Ausführung kommt, ist erst im Jahre 1906 zu erwarten.

Einem in der Zeitung »Der Tag« veröffentlichten Aufsatz des preußischen Abgeordneten Freiherrn von Zedlitz und Neukirch über den russisch-japanischen Krieg entnehmen wir die folgende sehr beachtenswerte Betrachtung:

»Sodann gibt die märchenhafte Schnelligkeit zu denken, mit der Japan sich zum Kulturstaat im heutigen Sinne des Wortes aufgeschwungen hat. Ob es freilich die höchsten Spitzen geistiger und ethischer Kultur bereits erreicht hat oder jemals erreichen wird, entzieht sich vorerst meiner Beurteilung, und es erübrigt sich daher auch eine Würdigung des Umstandes, daß die Japaner unter den Kulturvölkern unsrer Zeit das erste nichtchristliche sind. Das aber ist heute als sicher anzusehen, daß, abgesehen vielleicht von jenen höchsten Spitzen, die Japaner unsre Kultur nicht etwa bloß nachäffen, wie man früher wohl vielfach angenommen hat, sondern daß deren Errungenschaften ihr volles geistiges Eigentum geworden, ihnen sozusagen in Fleisch und Blut übergegangen sind. Und zwar haben sie in Jahrzehnten den Weg des Kulturfortschrittes zurückgelegt, zu dessen Durchmessung andre Kulturvölker Jahrhunderte brauchten. Den Gründen dieser anscheinend rätselhaften Erscheinung nachzuforschen, hat für uns nicht bloß ein wissenschaftliches, sondern auch ein starkes praktisches Interesse. Denn daß die Japaner den andern Kulturvölkern an geistiger Begabung soweit überlegen wären, um daraus ihre überraschend schnelle Kulturentwicklung erklären zu können, erscheint völlig ausgeschlossen, und wenn dazu auch die Konzentration aller geistigen Kräfte auf das Ziel das ihrige zu dessen rascher Erreichung beigetragen hat, so reicht doch auch dieses Moment zur Lösung des Rätsels nicht entfernt aus. Diese wird noch dadurch erschwert, daß die Japaner des Bildungselementes nahezu ganz entbehren, das bei uns zwar nicht mehr wie früher als das allein zum Ziele führende, aber immer noch sehr hoch bewertet wird: sie kennen mit wenigen die Regel lediglich bestätigenden Ausnahmen unsre klassische Bildung, wie sie das humanistische Gymnasium in erster Linie, aber auch das Realgymnasium unsrer Jugend vermittelt, nicht; ihr Verstand entbehrt der Schulung durch die Erlernung der alten Sprachen, ihr Geist der Bereicherung und Förderung durch die Schätze der klassischen Literatur und der antiken Kunst, ihre Seele der Erhebung und Stärkung aus der Geschichte der Römer und Griechen, kurzum, sie sind in den Augen der Vertreter des reinen Klassizismus reine Banausen. Und doch jene gewaltige, mit Riesenschritten fortschreitende kulturelle Entwicklung!

Bei dieser Sachlage wirft sich ketzerischen Naturen, die über den Zaun des bei uns Hergebrachten ohne Scheu fortzusehen geneigt sind, beinahe von selbst die Frage auf: Hat Japan nicht etwa seine kulturelle Entwicklung in so kurzer Zeit vollzogen, nicht obwohl, sondern weil es unsre humanistische Bildung in dem bei uns üblichen Maße nicht kennt? Daß es ohne diese geht, wird sich nach den Erfahrungen mit Japan ernstlich nicht mehr bestreiten lassen. Aber es liegt nahe, einen Schritt weiterzugehen und sich zu fragen, ob es den Japanern nicht deshalb gelungen ist, sich mit so märchenhafter Schnelligkeit die Errungenschaften der heutigen Kultur anzueignen, weil sie ihre ganze Kraft und Zeit auf die Gegenwart konzentrieren konnten und nicht deren Hauptteil für die Vergangenheit zu verbrauchen nötig hatten. Wäre diese Frage zu bejahen, so wäre die Schlußfolgerung nicht abzuweisen, daß wenigstens für das Gros der Höhergebildeten, welche nicht die Höhen der Wissenschaft und Kunst erklimmen, sondern sich praktisch betätigen wollen, die klassische Bildung, wie sie uns das humanistische Gymnasium übermittelt, reiner Ballast, totes Gewicht ist, das den geistigen Fortschritt nicht erleichtert, sondern erschwert. Alsdann wäre auch die weitere Schlußfolgerung nicht von der Hand zu weisen, daß wir, wenn anders wir im Wettbewerb der Nationen nicht ins Hintertreffen kommen wollen, diesen Ballast wenigstens für die Erziehung der großen Mehrzahl unsrer Höhergebildeten möglichst rasch über Bord werfen und die lateinlose Schule an Stelle des humanistischen Gymnasiums zur Normalanstalt für den höheren Unterricht machen müssen.

Ob jene entscheidende Vorfrage zu bejahen ist, läßt sich ohne die sorgsamste Prüfung natürlich nicht mit Sicherheit entscheiden, und ich bin weit entfernt davon, sie in dem einen oder andern Sinne beantworten zu wollen. Das aber ist klar, daß es für die kulturelle Entwicklung unsres eigenen Landes und Volkes von der größten Bedeutung ist, ob und inwieweit in dem von dem unsrigen verschiedenen Bildungsgang der Japaner die Ursache oder doch eine der Ursachen der gewaltigen Entwicklung der geistigen Kraft zu suchen ist, welche Japan befähigt hat, sich in Jahrzehnten das Maß von Kulturfortschritten anzueignen, zu denen andre Völker Jahrhunderte gebraucht haben. Es erscheint daher dringend geboten, ohne Verzug in eine eingehende Prüfung dieser Frage einzutreten. Freilich wird man mit dieser Prüfung nicht ausschließlich oder auch nur hauptsächlich Altphilologen betrauen dürfen. Das hieße den Bock zum Gärtner machen.«

Das im Bau begriffene **neue Kraftwerk der New York Edison Company** am East River zwischen der 39. und 40. Straße wird außer den kürzlich erwähnten[1]) beiden Westinghouse-Parsons-Turbodynamos von je 7500 KW Leistung schon im ersten Ausbau zwei **8000 KW-Curtis-Turbodynamos** von der General Electric Co. erhalten, die ebenfalls Drehstrom von 6600 V und 25 Per./sk liefern. Die Maschinen haben am Grundrahmen rd. 4600 mm Dmr. und sind insgesamt 9750 mm hoch. Sie können 24 st lang auf 9000 KW und 2 st auf 12000 KW überlastet werden. Ihre Umlaufgeschwindigkeit beträgt 750 Uml./min, was insofern bemerkenswert ist, als die 5000 KW-Curtis-Turbinen für den Ausbau des älteren Edison-Werkes am East River mit nur 500 Uml./min arbeiten. Das neue Kraftwerk soll nach vollem Ausbau insgesamt 10 Turbinen von je 7500 bis 8000 KW umfassen. Das ältere Werk ist innerhalb dreier Jahre auf 48 500 KW ausgebaut worden, kann jedoch noch drei 5000 KW-Turbodynamos aufnehmen. Das ältere Werk ist 60 m breit und 83 m lang, während das neue 60 × 107 qm Grundfläche bedeckt. (Electrical World and Engineer 2. September 1905)

Zur Versorgung ihres rd. 27 km langen eingleisigen Ueberland-Bahnnetzes haben die Sunderland District Tramways in Sunderland ein **Gaskraft-Elektrizitätswerk** errichtet, das mit **Mond-Gas betrieben** wird[2]).

Die beiden zylindrischen Gaserzeuger haben einen doppelwandigen Mantel aus Schweißeisenblech, in dem die von oben her eintretende Gebläseluft vorgewärmt wird, bevor sie unter den Rost gelangt. Die Beschickung mit Brennstoff erfolgt selbsttätig aus zwei Trichtern, die von einem Becherwerk mit Förderschnecke von 5 t höchster Stundenleistung gespeist werden. Das erzeugte Gas wird durch einen Sprühregen von Wasser vom Staub befreit und sodann in einem eigenartigen Kreiselgebläse entteert, das es durch einen Skrubber mit Sägemehlfüllung drückt. Für die Erzeugung von Dampf sind Engrohrkessel vorhanden, die von den Abgasen der Gasmotoren geheizt werden. Ihre Dampfleistung genügt, um damit auch noch die zum Betrieb der Ventilatoren dienenden Dampfmaschinen zu versorgen. Ein besondrer mit Kohlenfeuerung versehener Dampfkessel wird beim Inbetriebsetzen verwendet. Die Maschinenanlage des Werkes besteht aus zwei Generatorgasmaschinen, Bauart Crossley Brothers, mit einander gegenüberliegenden Zylindern von 330 und 220 PS Leistung und 150 und 180 Uml./min, die durch Druckluft angelassen werden. Hierfür ist ein kleiner Kompressor mit Crossley-Gasmotorenantrieb vorhanden.

Außer den zwölf Torpedobooten mit Turbinenantrieb, die, wie wir bereits gemeldet haben, die englische Regierung vor einiger Zeit in Auftrag gegeben hat[3]), ist jetzt noch ein **Hochsee-Torpedobootzerstörer** als Versuchsboot gleichfalls mit Turbinenantrieb bestellt worden. Das Boot soll die außerordentlich große Geschwindigkeit von 36 Knoten erhalten. Ferner sind 5 ähnliche Hochsee-Torpedobootzerstörer mit Kolbenmaschinen von 15 bis 18 000 PSi und 33 Knoten Geschwindigkeit in Bau gegeben worden. Die Wasserverdrängung

[1]) Z. 1905 S. 1335.

[2]) The Engineering Record 2. September 1905.

[3]) Vergl. Z. 1905 S. 1178.

dieser Schiffe soll die der früheren 30 Knoten-Torpedoboot-zerstörer der englischen Marine um ein Bedeutendes übertreffen und ungefähr 800 t betragen. Die größten deutschen Torpedoboote haben eine Wasserverdrängung von 450 t und 30 Knoten Geschwindigkeit.

Trotz vieler gegenteiliger Mitteilungen wird der Bau der **Hedschas-Bahn**[1]) auch weiterhin eifrig betrieben. Am 1. September d. J. ist abermals ein Stück der Strecke zwischen Häifa und Der'ât, die Verbindung zwischen dem Mittelmeer und der von Damaskus ausgehenden Hauptlinie, dem Verkehr übergeben worden. Auch über Ma'ân hinaus, bis wohin der Verkehr am 1. September des vorigen Jahres eröffnet wurde, ist wieder ein gutes Stück der Strecke in Betrieb genommen worden. Die schwierigste und kostspieligste Arbeit war die Vollendung der erstgenannten Verbindungsstrecke zum Meer. Hier treten Höhenunterschiede von 630 m zwischen Ma'ân im Jordantal und Sama am Westrande des Hochlandes auf einer Strecke von nur 9 km auf. (Zeitschrift des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 6. September 1095)

Die 45 m lange, am 18. Juni d. J. eröffnete **Küstenbahn** von Lome nach Anecho **in der deutschen Kolonie Togo** hat bereits vom ersten Tag an einen sehr starken Verkehr aufzuweisen gehabt. Der Bau der zweiten Linie von Lome nach Palime von 38 km Länge schreitet rüstig fort. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 6. September 1905)

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1787.

Die Zeitschrift des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen berichtet über einen **Unfall auf der Schwebebahn in Barmen-Elberfeld**, der insofern besondres Interesse beansprucht, als er Zeugnis für die **Betriebsicherheit** dieser Bahn ablegt. Durch die Unachtsamkeit eines Führers, der über das Haltsignal hinausfuhr, geriet ein Wagen in der Rangierhalle der Endstation Rittershausen in eine Schienenlücke, die durch die verkehrte Weichenstellung veranlaßt war. Kaum aber war das erste Rad über den Endpunkt der Schiene hinausgelangt, als sich auch der zwischen den beiden Rädern eines jeden Drehgestelles angebrachte, nur etwa 3 mm über der Schiene befindliche Schlitten auf der Schiene festklemmte und der Wagen infolgedessen zum Stehen kam. Allerdings vergingen, bis er wieder flott gemacht werden konnte, sechs Stunden, während deren der Betrieb eingestellt werden mußte.

Die **Shantung-Bergbau-Gesellschaft** hat in Fangtse einen neuen Hauptförderschacht für Steinkohle von 4,3 m l. Dmr. in Angriff genommen, aus dem täglich ungefähr 100 t Kohle gefördert werden sollen. Zugleich soll eine Kohlenwäsche von 1000 t Tagesleistung eingerichtet werden.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 161359. Umsteuerbares Turbinenlaufrad. Ch. F. de Kierzkowski-Steuart, London-Westminster. In dem durch Trommeln u, w begrenzten Ringraume des Laufrades t ist eine große Anzahl strahlig gerichteter feiner Drähte x ausgespannt, die als Schaufeln wirken. Je nachdem der Ring mit den Leitradschaufeln y so eingestellt wird, daß die von r kommenden Dampfstrahlen nach rechts oder nach links abgelenkt werden, verlaufen die Dampfstrahlen zwischen den Drähten x in rechts oder linksgängigen Schraubenlinien und treiben das Rad rechts- oder linksum.

Kl. 14. Nr. 160969. Zwangläufige Steuerung. G. Kienzel, Kiel. Die Steuerstange c ist mit dem Bügel des Steuerexzenters a in einem Punkte b verbunden, der vom oberen Drehpunkt von c aus gesehen jenseits der Steuerwelle liegt, so daß der Bogen bb_1, auf dem der Regler mittels Lenkers d den Exzenterbügelpunkt b zur Füllungsänderung verstellt, nahezu mit dem Bogen zusammenfällt, den die Stange c dabei aus ihrem oberen Drehpunkt beschreibt, also die Voreinströmung wenig geändert wird.

Kl. 14. Nr. 161581. Kapselwerk-Steuerung. S. J. Johnson, Montclair (Essex, New Jersey, V. S. A.). Die von der Welle w des Flügelkolbens f durch ein Genfer Gesperre absatzweise gedrehte Hohlwelle w_1 trägt außen die Gegenkolben g und enthält innen den feststehenden, aber einstellbaren hohlen Umsteuer-Drehschieber s, dessen Dampfeinlaßöffnung e mit einer Oeffnung o in w_1 an der Arbeitseite zusammentrifft, während eine als Auspuff dienende Ausnehmung a durch eine andre Oeffnung o_1 den Abdampf empfängt. Stellt man e auf o_1, so hat man die Maschine umgesteuert.

Kl. 20. Nr. 160858. Stromabnehmer. F. Hunold, Schöneberg. Vor der gewöhnlichen Laufrolle, die den Strom abnimmt, ist eine zweite Rolle gelagert, die unter dem Druck einer besondern Feder steht, so daß sie stets an die Leitung angedrückt wird; das die Rollen tragende Lagerstück ist mit erhöhten Seitenwänden versehen.

Kl. 47. Nr. 161653. Zahnräder-Wechselgetriebe. G. Enrico, Turin. Feste Räder b der treibenden Welle w greifen in lose Räder a der getriebenen Welle w_1, und diese können durch einen mittels der Oelschleuderpumpe q in der Leitung rr_1r_3 erzeugten Flüssigkeitsdruck einzeln mit w_1 gekuppelt werden. Verschiebt man das Rohr r_2 in der Hohlwelle w_1, bis sich die Ringnut p mit einem der Lochkränze g deckt, so wird das betreffende Rad ah gegen die Feder e nach links geschoben und die Kegelreibkupplung hfd eingerückt, wobei der anfängliche Zwischenraum f und seine Bohrungen i zwischen den Zähnen von a das ruckartige Einrücken verhindern. Schließt man g durch Verschieben von p ab, so verursacht das vermöge der Fliehkraft durch i entweichende Oel das augenblickliche Sinken des Druckes und Ausrücken der Kupplung durch die Feder e. Auch das Sicherheitsventil s mit dem Rücklaufrohr r_3 kann zum schnellen Aus- und Einrücken der Kupplung benutzt werden.

Kl. 46. Nr. 161084. Steigerung der Leistung von Verpuffmaschinen. A. Lippert, Pankow bei Berlin. Um zu vermeiden, daß Gas- oder Petroleummaschinen bei Ueberlastung stehen bleiben, wird bei Erreichung der gewöhnlichen größten Leistung durch besondre Pumpen eine zweite Ladung (Luft und Brennstoff) in dem Zeitpunkt eingeführt, wo die verpuffte erste Ladung ihre höchste Spannung hat, und zwar geschieht die Einführung in der Weise, daß die zweite Ladung während derselben verbrennt, ohne die Spannung wesentlich zu erhöhen, worauf dann beide Ladungen zusammen sich ausdehnen.

Kl. 47. Nr. 161472. Rollenlager. O. Roscher, Berlin. Die Tragrollen r_2 sind mit (je fünf) schraubenförmigen Winkelzahnköpfen a versehen, die zur Erleichterung der Bearbeitung durch Nuten f getrennt und je zur Hälfte rechtes und linkes Gewinde haben. Sie stehen mit entsprechenden Zahnfußlücken der Wellenbüchse r_1 und der Lagerschalen r_3 in Eingriff, so daß die Teilkreiszylinder von r_2 auf denen von r_1 und r_3 ohne Gleiten abrollen, der Abstand der Tragrollen gesichert ist, die Zylinderstützung nie auf der ganzen Länge durch einen Zahn unterbrochen und die Schränkung und Längsverschiebung verhindert wird, wozu Wülste c mitwirken.

Kl. 46. Nr. 161687. Ladeverfahren für Verpuff- und Brennkraftmaschinen. E. Vogel, Göttingen. Bei der im Viertakt arbeitenden Maschine werden die Ventile a, b, c, d, e, f folgendermaßen gesteuert. Der Kolben k saugt beim ersten Hube, während das Wechselventil a den Auspuff p geschlossen hat, von l her durch b reine Luft an, verdichtet sie beim Rückhub und treibt sie durch e, f in einen Luftbehälter l_1. Beim Arbeitshube strömt aus einem Gasbehälter g_1 verdichtetes Gas durch c und aus l_1 Luft durch e, f in den Zylinder und wird während des Einströmens verbrannt oder nach dem Einströmen verpufft; beim Rückhube werden die Abgase durch b, a nach p geschoben. Beim zweiten Viertaktspiel wird von g her durch d Gas angesaugt und beim Rückhube durch c nach g_1 getrieben, worauf Arbeits- und Auspuffhub wie vorher folgen. Anzahl und Aufeinanderfolge der Ansaugungen von reiner Luft und reinem Gase werden bestimmt nach dem günstigsten Mischungsverhältnis; ist dieses $= m : n$, so wird in $m + n$ Viertaktspielen m-mal Luft und n-mal Gas angesaugt.

Kl. 47. Nr. 161473. Kolbenstange. C. Regenbogen, Sterkrade (Rhd.), und R. Wintzer, Manchester. Der Kreuzkopf a ist mit dem Kolben d durch eine Stange c und ein Rohr f so verbunden, daß c als Zug- und f als Druckglied wirkt. Bei durchgehenden Kolbenstangen wird ein zweites Rohr g angeordnet, und an einem der Kreuzköpfe a, h wird eine Mutter i oder eine sonstige Spannvorrichtung zum Anziehen der Kolbenstange angebracht.

Kl. 38. Nr. 161403. Gehrungssägemaschine. A. Ebert, Kiel. Ein auf senkrechten Führungen t verschiebbares Gestell s trägt in wagerechten Führungen den Tisch a, in dessen Nut n mittels Schraube o eine Stange l starr festgeklemmt werden kann, deren andres Ende mit einem Gleitstücke k in einen Schlitz i der Sägenführung e greift. Man spannt das Werkstück zwischen Backen c auf a, stellt bei gelöster Schraube o die Sägenführung e auf dem Bogen f nach dem verlangten Gehrungswinkel ein, bringt mittels Zahnstangengetriebes uv den Riß auf dem Werkstück in die Ebene des Sägenblattes d_1, klemmt l durch o fest und setzt den Sägenrahmen d in Bewegung, wobei s mittels Vorschubgetriebes pqr gehoben, a aber durch k, i parallel zu d_1 geführt wird.

Kl. 46. Nr. 161706. Arbeitsverfahren für Lokomotiven. New Century Engine (Foreign Patents) Co., Ltd., London. Von den Kreuzköpfen betriebene Luftpumpen fördern Druckluft von der Spannung des Kesseldampfes durch ein Rohr l in den Kasten b und durch eine Rohrgruppe e in den Kasten c, wo sie sich mit dem durch das Dampfrohr dd_1 zugeführten Kesseldampfe mischt. Die Kasten b, c sind mit Querwänden versehen, die so versetzt sind, daß das Dampfluftgemisch durch die folgenden Rohrgruppen e alle Abteilungen von b und c durchströmt. Dabei wird es von den aus den Kesselröhren k in die Rauchkammer a gelangenden Feuergasen erhitzt und gelangt aus der letzten Abteilung von b durch das Rohr r in die Schieberkasten s. Beim Anlassen fährt die Lokomotive nur mit Dampf, bis die Luftspannung in l die Dampfspannung erreicht hat. Bei Leerfahrt öffnet sich ein mit l verbundenes Sicherheitsventil.

Kl. 46. Nr. 161598. Zweitaktmaschine. M. Ferrero und A. Franchetti, Turin. Von den vom Stufenkolben de bestrichenen Räumen dient a als Arbeitszylinder, b als Lade- und c als Spülluftpumpe; ein einziger Kolbenschieber m steuert diese Räume. Beim Arbeitshube wird in c die vorher durch v, y angesaugte Luft verdichtet, nach b wird von t her durch die Einschnürung w und die Oeffnungen q Gas oder ein Gasluftgemisch angesaugt, aus a puffen gegen Hubende durch h, s die Abgase aus, während durch k, f Spülluft und darauf durch i, p, l, g die vorher im Raume r verdichtete Ladung einströmt. Beim Rückhube wird in a die Ladung verdichtet, aus b das Gas oder Gemisch durch q, i nach r gedrückt, in c durch v, y Luft eingesaugt usw.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Ausgleich von Vierzylindermaschinen.

Sehr geehrte Redaktion!

Ich bin nachträglich darauf aufmerksam gemacht worden, daß die in Z. 1905 S. 1439 von mir angegebene geometrische Beziehung für ausgeglichene Vierkurbelmaschinen bereits von Prof. J. Lüders, Aachen, und zwar in Z. 1899 S. 998, veröffentlicht worden ist. Indem ich dies feststelle, wünsche ich nur, daß meine Notiz wenigstens zur Verbreitung dieses hübschen Verfahrens beitragen möge.

Dresden. Dr. Mollier.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **fünfundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

Häußer: Untersuchungen über explosible Leuchtgas-Luftgemische.

Föttinger: Effektive Maschinenleistung und effektives Drehmoment und deren experimentelle Bestimmung (mit besondrer Berücksichtigung großer Schiffsmaschinen).

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 M. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Die Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung e. V. in Frankfurt a. M. teilt uns mit, daß sie für Mitglieder unsres Vereines die Teilnehmergebühr für den in Z. 1905 S. 893 bekanntgegebenen Vortragskursus vom 2. bis 14. Oktober d. J. in Essen ermäßigt hat, und zwar beträgt diese Gebühr für unsre Mitglieder für den ganzen Kursus 30 M und für einzelne Vortragsreihen 50 Pfg. pro Vortragstunde, bei einem Mindestsatz von 9 M. Anmeldungen sind zu richten an die genannte Gesellschaft, Frankfurt a. M., Kettenhofweg 27, von der auch der Stundenplan und sonstige nähere Angaben zu beziehen sind.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Beiblatt Nr. 24

zu Nr. 38 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 23. September 1905.

Zum Mitgliederverzeichnis.

Aenderungen.

Bayerischer Bezirksverein.

Jos. Scheuer, Dipl.-Jng. bei der Prager Maschinenbau-A.-G., Prag VIII.

Berliner Bezirksverein.

Oscar Busse, Direktor der Maschinenbau-A.-G. Tigler, Meiderich, Rheinland.
Curt Crotogino, Ingenieur, Berlin N.W., Scharnhorststr. 40.
C. Fehlert, Patentanwalt u. Ingenieur, Berlin S.W., Belleallianceplatz. 17.
Wilh. Gensecke, Dipl.-Jng., Assistent am Maschinenbaulaboratorium der Technischen Hochschule, Charlottenburg, Schlüterstr. 68.
Otto Heilmann, Dipl.-Jng. bei Mohr & Federhaff, Mannheim.
Paul Hocke, Ingenieur, Rüttenscheid, Theklastr. 11.
Herm. Hövel, Ingenieur, Berlin W., Nürnberger Str. 67.
Paul Kannengießer, Ingenieur, Berlin N.W., Rathenower Str. 20.
Jos. Kautz, Ingenieur, Döbeln i/S., Muldenstr. 3.
Paul Knauf, Ingenieur, Friedenau bei Berlin, Kirchstr. 16.
Paul Krocker, Ingenieur, Repräsentant der Mühlenbauanstalt A.-G. vorm. Gebr. Seck, Budapest VI, Váczi körut 61.
A. F. Martin, Ingenieur, Köln a/Rh., Humboldtstr. 30.
J. Mehrtens jun., Ingenieur der deutschen Niles-Werke G. m. b. H., Niederschöneweide bei Berlin, Hasselwerderstr. 11.
Heinr. Messer, Ingenieur, Grunewald, Bez. Berlin, Gillstr. 4.
Paul Prüfer, Ing. bei Belter & Schneevogl, Berlin N.W., Spenerstr. 28.
Paul Prüsse, Ingenieur, Direktor der Wollwerke und Filzfabrik am Hammerstein A.-G., Lennep.
Fritz L. Richter, Dipl.-Jng., Berlin W., Bayreuther Str. 31.
Otto Rothschild, Ingenieur, Berlin W., Regentenstr. 19 a.
Gust. Rüggeberg, Ingenieur, Berlin N.W., Wiclefstr. 44.
Ernst Sachse, Ingenieur und Bureauvorstand der A.-G. E. Leinhaas, Freiberg i/S.
Theod. Schinkel, Ingenieur, Krümmel bei Geesthacht.
Theodor Schlötzer, Ingenieur, Berlin S.W., Alexandrinenstr. 109.
Ernst Schütze, Ingenieur, Charlottenburg, Schlüterstr. 26.
Wilh. Schultze, Ingenieur, Altona-Ottensen, Arnoldstr. 48.
Andreas Stamm, Ingenieur, Odessa, Uspenskaja Ul. 26.
Ernst Steinicke, Ingenieur, Friedenau bei Berlin, Schmargendorfer Straße 12.
Oswald Stix, Ingenieur, Zürich, Kreuzstr. 11.
J. Strumphler, Ingenieur bei Hugo Lentz, Berlin W., Potsdamer Straße 10/11.
Wilh. Thiele, Ingenieur, Berlin N., Schulstr. 17.
M. P. Vieira, Dipl.-Jng., Berlin W., Augsburger Str. 14/15.
Ernst Weiske, Eisenbahn-Betriebsdirektor, Berlin W., Schaperstr. 3.
Kurt Wolfram, Ingenieur, Berlin N.W., Melanchthonstr. 14.

Bochumer Bezirksverein.

M. Höring, technischer Direktor, Köln a/Rh., Mozartstr. 11.

Bremer Bezirksverein.

Otto Hildebrand, Kaiserl. Marine-Stabsingenieur, Wilhelmshaven.

Breslauer Bezirksverein.

Emil Cieślik, Oberingenieur der Comp. Centrale d'Électricité de Moscou, Moskau.
Gerh. Zeyen, Betriebsingenieur der Niederschlesischen Portland-Zementfabrik, Neukirch, (Katzbach). *Brem.*

Chemnitzer Bezirksverein.

Ferd. Löffler, Ingenieur bei C. F. Sulzberger, Flöha i/S. *D.*

Dresdener Bezirksverein.

Alb. Bannwarth, Direktor der Hanseat. Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Hamburg, Afrikahaus.
Fritz Neumann, Reg.-Bauführer, Essen a/Ruhr, Hauserstr. 8.

Elsaß-Lothringer Bezirksverein.

L. Einsiedel, Ingenieur, Bremen, Kl. Meinkenstr. 8 a.
Wilh. Frey, Mech.-Eng., c/o. John E. Huber, 4418 Parrish Street, Philadelphia, Pa., U. S. A.
Karl Kutschka, Ingenieur bei Thyssen & Co., Mülheim a/Ruhr.
Max Nietzschmann, Zivilingenieur, techn. Bureau, Straßburg i/E., Zornstaden 3.
Theod. Skopnik, Ingenieur bei Gebr. Körting A.-G., Filiale, Straßburg i/E., Küßstr. *Bayr.*

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Ed. Max Albrecht, Ingenieur der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Offenbach a/M., Ludwigstr. 106.
Carl Mahla, Fabrikbesitzer, Nürnberg, Tucherstr. 21.
Ernest Thonnart, Ingenieur, Lüttich, Rue Méran 13.

Frankfurter Bezirksverein.

Alfred Astfalck, Direktor der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G., Frankfurt a/M., Kettenhofweg 33.
Rob. Cramer, Eisenbahn-Bauinspektor, Vorstand der Werkst.-Insp. I, Darmstadt.
Stephan Liebel, Direktor der Gas- und Wasserwerke, Griesheim a/M.

Hamburger Bezirksverein.

Walter Tele, Dipl.-Jng. bei der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Koppelstr. 100.

Hannoverscher Bezirksverein.

Wilh. Sonnemann, Ingenieur, Hannover, Seelhorststr. 34.

Hessischer Bezirksverein.

Georg Hollstein, Ingenieur, Wetter a/Ruhr.

Lenne-Bezirksverein.

Paul Scholz, Ingenieur, Erfurt, Gartenstr. 62 d.

Mannheimer Bezirksverein.

Jos. Schmitt, Ingenieur der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G., Neustadt a/Haardt.

Mittelrheinischer Bezirksverein.

Max Hanisch, Ingenieur bei Gebr. Bolzani, Berlin N., Reinickendorfer Str. 69.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Heinr. Prieger, Direktor der Niles-Werke, Oberschöneweide b. Berlin.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Karl Heilmann, Ingenieur bei Steffens, Nölle & Co. G. m. b. H., Essen a/Ruhr.
E. M. Paschkes, Betriebschef bei Henschel & Sohn, Hattingen a/Ruhr.
Heinr. Vetter, Fabrikdirektor, Düsseldorf, Grafenberger Allee 370.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Herm. Luedtke, Ingenieur bei Henschel & Sohn, Abt. Henrichshütte, Hattingen a/Ruhr.
Gust. Martin, Ingenieur, Betriebschef der Redenhütte, Zabrze O/S.
Konrad Werth, Ingenieur, Grube Messel bei Darmstadt.

Posener Bezirksverein.

Wilh. Multhauf, Direktor der städtischen Gas-, Wasser- und Elektrizitäts-Werke, Worms.

Ruhr-Bezirksverein.

Wilh. Dickmann, Oberingenieur a. D., Badenweiler.
Herm. Kerksieck, kgl. Eisenbahn-Betriebsingenieur, Bochum, Beethovenstr. 20.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein.

Ferd. Schweisgut, Direkt. d. Kaliwerkes Krügershall A.-G., Halle a/S

Siegener Bezirksverein.

Herm. Wolfram, Ingenieur bei Breuer, Schumacher & Co., Kalk bei Köln.

Thüringer Bezirksverein.

Fr. Wilh. Foos, Zivilingenieur, Halle a/S., Mariensstr. 19.

Westfälischer Bezirksverein.

Hugo Rehmann, Ingenieur, Mülheim a/Ruhr, Bürgerstr. 10.
Ernst Walther, Ingenieur, Berlin N.W., Krefelder Str. 5.
Ad. Wichmann, Betriebsingenieur des Wasserwerkes für das nördliche westfälische Kohlenrevier, Gelsenkirchen.

Württembergischer Bezirksverein.

Gust. Haßler, Ingenieur der Maschinenfabrik Eßlingen, Eßlingen.
F. Seufert, Oberingenieur der Dinglerschen Maschinenfabrik, Zweibrücken.

Keinem Bezirksverein angehörend

Friedr. Allner, Ingenieur der Elektrizitäts-A.-G. vorm. Kolben & Co., Prag-Vysočan.
Ed. Breindl, Ingenieur, Professor an der deutschen k. k. Gewerbeschule, Brünn.
Heinr. Cordes, Ingenieur, Mülheim a/Ruhr, Löhberg 20.
Frank Rogers Durham, Ingenieur, 20 Ellerdale Road, Hampstead, London N.W.
Joh. Paul Einfeldt, Ingenieur bei Ludw. Stuckenholz, Wetter a/Ruhr.
Alfred Friedrich, Ingenieur bei Unruh & Liebig, Leipzig-Plagwitz.
Max Gysi, Ingenieur bei Ad. Bleichert & Co., Leipzig-Gohlis
Jean Hall, Ingenieur der Maschinenfabrik vorm. Grün, Gebweiler i/Els.
Curt Hessel, Ingenieur, Berlin S.W., Mittenwalder Str. 26.
Peter Hungenberg, Ingenieur, Gummersbach.
Louis Meyer, Oberingenieur der Zeitzer Eisengießerei u. Maschinenbau-A.-G., Köln a/Rh., Karolingerring 14.
Friedr. Pfeiffer, Ingenieur bei Georg von Cölln, Hannover.
Curt Schulz, dipl. Maschineningenieur, Betriebsleitung der k. k. priv. Kaschau-Oderberger Bahn, Teschen, Oesterr. Schlesien.
Ernst E. Weinmann, Ingenieur der Schweiz. Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Winterthur.

Verstorben.

Carl Bek, Ingenieur der Ver. Maschinenfabrik Augsburg u. Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, Nürnberg. *F./O.*
Aug. Herder, Bleiweißfabrikant, Euskirchen.
E. J. W. Karthaus, Direktor der Zuckerfabrik Gondang Lipoero, Djocja, Java.
Wilh. Klein, Direktor des städt. Gaswerkes, Markirch i/Els. *E./L.*
J. F. G. Krüger, Maschineninsp., Hamburg, Eimsbütteler Str. 25. *Hbg.*
Moritz Marhold, kgl. Eisenbahn-Bau- u. Betriebsinspektor a. D., Direktor der Großen Berliner Straßenbahn, Berlin W., Luitpoldstr. 17. *B.*
Dr. Oscar May, Elektrotechnisches Bureau und Revisionsanstalt, Frankfurt a/M. *F.*
F. Poepke, Brunnenbaumeister, Stettin, Falkenwalder Str. 123. *P.*
Rob. Robathin, Ingenieur, Graz, Grasbachgasse 5.
Wilh. Saur, Ingenieur, Düsseldorf, Charlottenstr. 54. *Nrh.*

Neue Mitglieder.

Bayerischer Bezirksverein.

Fritz Helmensdorfer, Dipl.-Ing. und Fabrikbesitzer, Lindau am Bodensee.

Berliner Bezirksverein.

Fritz Langeheine, Marine-Oberingenieur a. D., Hildburghausen i/Th., Weidersradstr. 42.

Breslauer Bezirksverein.

Carl Bezler, Ing. der Gasmotorenfabrik Deutz, Breslau, Höfchenstr.

Elsaß-Lothringer Bezirksverein.

Gotthard Escher, Dipl.-Ing., Straßburg i/E., Kuhngasse 12.
Johann Flake, Bergwerksdirektor, Karlingen i/Lothr.
André Mayer, Dipl.-Ing. bei der Banque de Mülhouse, Colmar i/E., Langestr. 34.

Hamburger Bezirksverein.

John Wilckens, Ingenieur, Hamburg, Neumünsterstr. 1.

Mittelrheinischer Bezirksverein.

Dr. Ernst Schroeder, Chemiker, Leiter der Farbwerke Schroeder & Stadelmann, Oberlahnstein.

Rheingau Bezirksverein.

Robert Boursé, Dipl.-Ing., Mainz, Fischtorplatz 18.
Josef Demmerle, Ingenieur, Mainz, Schulstr. 49.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Carl Friedr. Bachmann, Ingenieur, Zwickau i/S., Hauptmarkt 5.
Friedr. Burmeister, Ingenieur, Lehrer am städtischen Technikum, Sternberg i/Mecklenburg, Rüttiner Str.
Ernst Eschmann, Dipl.-Ing., Marburg, Schwanallee 19.
Hermann Freese, Schiffbauingenieur der Eiderwerft A.-G., Tönning.
Otto Gröger, Ingenieur b. Gaswerk Döbling, Wien XIX, Billrothstr. 5.
Otto Hering, Ingenieur, Berlin W., Pfalzburger Str. 12.
Georg Krauß, Kaufm. Direktor der Magdeburger Werkzeugmaschinenfabrik G. m. b. H., Magdeburg-Neustadt, Schwiesaustr.
Emil Lieber, Ingenieur, Inhaber der Firma Ferd. Letsch & Co., Schwarza, Kr. Schleusingen.
Fritz Panzer, Ingenieur, i/Fa. Polster & Panzer, Saalfeld a/Saale, Vergitteriusstr.
Irwing H. Reynolds, Direktor, c/o. The William Tod Company, Youngstown, Ohio, U. S. A.
J. Ristenpart, Ing. bei The London Emery Works Co., 234 Northumberland Park, Tottenham, London N.
Carl Rössel, Ingenieur, Magdeburg, Falkenbergstr. 15.
K. F. Steinmetz, Dipl.-Ing., Speyer, Kl. Pfaffengasse 8.
Otto Weigl, Oberingenieur, Adamsthal i/Mähren.
Michael Weiß, Ingenieur bei M. Knoch & Co., Lauban-Wünschendorf i/Schl.

Gesamtzahl der ordentlichen Mitglieder 19881.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 39. Sonnabend, den 30. September 1905. Band 49.

Inhalt:

Die Bewegungsverhältnisse von Steuergetrieben mit unrunden Scheiben.

Von **W. Hartmann.**

I. Kennzeichnung der Aufgabe.

Die unrunden Scheiben haben als die am meisten angewandten Steuergetriebe der Kleinkraftmaschinen, insbesondre der Gas-, Erdöl- und Spiritusmotoren, eine außerordentlich weite Verbreitung gefunden. Im Dampfmaschinenbau werden sie nicht gerade bevorzugt, aber dennoch nicht selten angewandt. Ueber ihre Brauchbarkeit sind hier die Ansichten geteilt. Einzelne Konstrukteure benutzen sie zur Steuerung aller Zylinder, andre nur bei den Mittel- und Niederdruckzylindern, wieder andre wollen nichts von ihnen wissen und ziehen selbst kompliziert aussehende Getriebekombinationen den einfachen, leicht verständlich erscheinenden Formen und Anordnungen der unrunden Scheiben vor. Neuerdings hat aber die Verwendung der Daumen- oder Nockenscheiben einen bedeutenden Aufschwung, und zwar gerade im Großmaschinenbau, erfahren. Die außerordentlich rasche Entwicklung der Großgasmaschine legte es nahe, Konstruktionselemente, die bei den kleinen Gasmotoren in stetiger Benutzung waren, auch bei den Riesenmaschinen der Neuzeit versuchsweise anzuwenden. Außerdem befand man sich in einer Zwangslage: denn obschon die Steuerungen der Dampfmaschinen, wie namentlich die letzte Pariser Weltausstellung und die Düsseldorfer Ausstellung an einzelnen Beispielen erkennen ließen, eine recht hohe Stufe der Vollendung erklommen hatten, waren sie dennoch wegen des zu geringen, den mehrsitzigen Ventilen der Dampfmaschinen angepaßten Hubes für die großen Hub verlangenden **einsitzigen Ventile der Großgasmaschine** nicht unmittelbar zu gebrauchen. Unter diesen Umständen bot sich die Nockenscheibe, die ein außerordentlich bequemes, ihr eignes Wegdiagramm an sich tragendes Steuerungselement bildet, gewissermaßen von selbst dar. Es gibt auch, soweit mir bekannt geworden ist, keine **erschöpfende** kritisch-theoretische Abhandlung über die Bewegungsvorgänge der von unrunden Scheiben angetriebenen Gestänge, die etwa von der Verwendung solcher Scheiben hätte abhalten können. Die Nockenscheiben und alles, was dazu gehört, sind vielmehr in der technischen Literatur von jeher etwas stiefmütterlich behandelt worden. Aus welchem Grunde dies geschehen ist, braucht nicht ausführlich erörtert zu werden. Vielleicht war die Forschungsarbeit auf diesem Gebiete der angewandten Mechanik noch nicht weit genug gediehen; vielleicht war es auch die **scheinbare** Einfachheit des Gegenstandes an und für sich oder auch eine Unterschätzung seiner Bedeutung. In letzterer Hinsicht braucht nur auf die überaus zahlreichen Anwendungen bei den Kleinkraftmaschinen verwiesen zu werden, um die Unrichtigkeit einer solchen Annahme sofort erkennen zu lassen. Die folgende Ueberlegung dürfte aber wahrscheinlich die Tatsache erklärlich machen.

So lange die zu bewegenden Massen der Ventile und der Steuergestänge gering waren, konnte immerhin auf **empirischem Wege** nach einer dem untergeordneten Zweck genügenden Form einer unrunden Scheibe für einen gegebenen Fall gesucht werden; die Kosten des Ausprobierens waren dabei nicht übermäßig hoch. Wenn aber die Massen der in sehr kurzen Zeiträumen zu bewegenden Ventile und Gestänge solchen Umfang annehmen wie in den Großgasmaschinen, und wenn dazu wegen der Einsitzigkeit der Ventile ein großer Hub kommt, so reicht dieses Verfahren nicht mehr aus, sondern es muß vielmehr eine sehr eingehende Untersuchung über die **Weg-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnisse wirklich ausführbarer unrunder Scheiben** vorgenommen werden, weil man nur auf Grund einer solchen die Ueberzeugung davon gewinnt, ob man mit deren Hülfe die bewegten Massen wirklich beherrschen kann[1]).

II. Die Formen der unrunden Scheiben.

Ueber die Formen unrunder Steuerscheiben geben die nachfolgenden Abbildungen einigen Anhalt.

Fig. 1 zeigt den hinteren Teil des Zylinders der von John Cockerill in Paris 1900 ausgestellten Viertakt-Großgasmaschine mit den Nockenscheiben für die Ein- und Auslaßventile. Die Hebeflächen wachsen tangential aus der zur Steuerwelle konzentrischen Rastfläche der unrunden Scheibe heraus und sind an der Spitze durch einen nicht konzentrischen Abrundungsbogen miteinander verbunden, wie Fig. 2 schematisch erkennen läßt. Das Ventil hat also nur im geschlossenen Zustand eine Ruhelage, nicht aber auch im geöffneten.

Eine ähnliche Form zeigt die Steuerscheibe des doppelt wirkenden Zweitaktmotors Bauart Körting, Fig. 3. Die

[1]) Inzwischen ist die zweite Auflage von Prof. C. Leists »Steuerungen der Dampfmaschinen« erschienen, woselbst die unrunden Scheiben ausführlicher behandelt werden. Da aber meine Darstellungsart grundsätzlich von der Leistschen abweicht, so behalten obige Ausführungen nach wie vor ihre Richtigkeit.

Steuerwelle hat bei diesem Motor die gleiche Umlaufzahl wie die Kurbelwelle. Die ganze Bewegung des Einlaßventiles muß auf dem vierten Teil einer Umdrehung vollendet sein. Die Rast des Ventiles auf seinem Sitze dauert mithin drei Viertel einer Umdrehung. Hieraus folgt eine Anordnung des Nockens, die in Fig. 4 schematisch dargestellt ist.

Fig. 2.

Nockenform der Maschine von John Cockerill

Fig. 1.

Nockenscheiben an der in Paris ausgestellt gewesenen Gasmaschine von John Cockerill.

Die Gasmotorenfabrik Deutz und die Maschinenbaugesellschaft Nürnberg verwenden Steuerscheiben mit doppelter Rast, wie solche auch bei Dampfmaschinen benutzt werden. Fig. 5 zeigt eine dieser Zeitschrift (1890 S. 995 Fig. 63) entnommene Steuerung eines Niederdruckdampfzylinders von Gebr. Sulzer, die als Typus dieser Gattung gelten möge.

Fig. 3 und 4.

Nockensteuerung des doppeltwirkenden Zweitaktmotors, Bauart Körting.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 6 bis 12 sind dem Aufsatze von Dr. H. Hoffmann in Z. 1904 S. 154 entnommen und stellen den Steuerknaggen einer von der Friedrich-Wilhelmshütte in Mülheim a. d. Ruhr gebauten Fördermaschine dar. Dieses Beispiel ist dadurch bemerkenswert, daß die Hebefläche nicht tangential, sondern unter einem kleinen Winkel an die konzentrischen Rastflächen angeschlossen ist.

Die Hebeflächen werden verschiedenartig geformt; sie wachsen entweder mit konkavem, Fig. 13, oder mit geradlinigem, Fig. 14, oder mit konvexem Anhub (Krümmung ϱ_1), Fig. 15, aus der unteren Rast heraus und werden durch eine passende Abrundung ϱ_2 mit der oberen Rast verbunden. Die Hebefläche zwischen der unteren und der oberen Rast besteht mithin aus zwei Teilen, dem Anhub AB von der Krümmung ϱ_1 und der Abrundung BC von der Krümmung ϱ_2.

Ueber die Zweckmäßigkeit dieser Formen sind die Ansichten der Konstrukteure geteilt. Eine eingehende Untersuchung erscheint daher angezeigt.

III. Getriebliche Deutung der unrunden Scheiben.

Die **unrunden** Scheiben gewinnen für die Erzwingung bestimmter Bewegungen erst Bedeutung in Gemeinschaft mit den von ihnen angetriebenen und demgemäß zu ihnen gehörigen Partnern, den Rollen. Die Rolle bildet **geometrisch** nichts andres als die Erweiterung eines Punktes und daher **getrieblich** den Ersatz einer sich rasch abnutzenden Spitze. Genau dieselben Bewegungsverhältnisse wie zwischen der unrunden Scheibe und der von ihr angetriebenen Rolle finden statt zwischen einer um den Rollenhalbmesser von der unrunden Scheibe abstehenden Aequidistante und einer Spitze. Die Rolle kann daher für die Erörterung der Bewegungsverhältnisse außer acht bleiben, wodurch sich die Kennzeichnung des Problems wesentlich vereinfacht.

Fig. 5.

Steuerung eines Niederdruck-Dampfzylinders von Gebr. Sulzer.

Fig. 6 bis 12.

Steuerknaggen, gebaut von der Friedrich-Wilhelmshütte, Mühlheim a. d. Ruhr.

Schnitt a-b.

Schnitt c-d.

Schnitt e-f.

Schnitt g-h.

Schnitt i-k.

Schnitt l-m.

Fig. 13 bis 15.

Verschiedene Formen der Hebeflächen.

Es ist aber noch zu beachten, daß die unrunde Scheibe gelagert und daß die den Rollenmittelpunkt vertretende Spitze in einer bestimmten Bahn geführt werden muß. Hierzu ist ein drittes Glied notwendig. Mithin besteht das zu untersuchende Getriebe aus drei Gliedern:

1) der unrunden Scheibe a,
2) dem Schieber b,
3) dem Gestell c.

Das Gestell ist für gewöhnlich das festgestellte Glied. Der Schieber b sei in diesem der Einfachheit wegen geradlinig bei 3 geführt, Fig. 16. Die unrunde Scheibe ist bei 1 drehbar in c gelagert und berührt bei 2 den Schieber b.

Fig. 16.

Die Glieder a und c bilden bei 1 ein Zylinderpaar, b und c bei 3 ein Prismenpaar (Flächenberührung).

Die unrunde Scheibe a und der Schieber b bilden bei 2 ein höheres Elementenpaar (Linienberührung).

Höhere Elementenpaare sind in vielen Fällen nichts andres als die verschleierten Bilder eines oder mehrerer versteckt liegender Getriebe. Sobald man diese erkannt hat, ist es möglich, mit den Hülfsmitteln der geometrischen Bewegungslehre die Bewegungsgesetze des höheren Elementenpaares zu bestimmen. Unter Umständen ist es auch möglich, ein höheres Elementenpaar durch ein oder mehrere Getriebe zu ersetzen.

Es kommt also zunächst darauf an, die Besonderheiten des vorliegenden höheren Elementenpaares zu erkennen. Hierbei sei die weitere Annahme gemacht, daß die Hebefläche AB tangential aus der konzentrischen Rastfläche herauswachse.

Es soll zunächst diejenige Bewegung verdeutlicht werden, welche entsteht, wenn die Spitze des Schiebers b von Hebeflächen angetrieben wird, deren Formen den Figuren 13 bis 15 entsprechen.

Fig. 17 bis 19.

Gleichwertigkeit von unrunden Scheiben und Kurbelgetrieben für die konkave Anhubfläche A-B.

Wenn von den Hebeflächen zunächst nur die einheitliche gekrümmte Anhubfläche AB, Fig. 13 bis 15, in Betracht gezogen wird, so läßt sich zeigen, daß in jeder dieser Formen das höhere Elementenpaar durch zwei niedere Elementenpaare, nämlich durch zwei Zylinderpaare und ein dazwischen gelegtes Glied, ersetzt werden kann. Wird dieses ausgeführt, so hat man als Unterlage für die praktische Beurteilung der Bewegungsvorgänge in jedem Fall ein bekanntes Getriebe vor Augen.

1) Wird die Form der unrunden Scheibe, Fig. 13, im Zusammenhang des ganzen Getriebes betrachtet, Fig. 17, so ist sofort klar, daß, wie auch die Stellung der unrunden Scheibe a gegenüber dem Schieber b sein mag (Fig. 18), der

Abstand des Mittelpunktes 4 des Bogens AB von der Spitze (2) des Schiebers unveränderlich sein muß; denn der Bogen soll beständig an der Spitze liegen. Mithin kann das höhere Elementenpaar durch zwei Zylinderpaare in den Punkten 2 und 4 unter Einschiebung eines neuen Gliedes d ersetzt werden, und man erhält als das die Bewegungsverhältnisse bestimmende Getriebe eine besondre Form der bekannten Schubkurbelkette, nämlich in diesem Fall eine solche, bei der die Kurbel a länger ist als die Koppelstange d, Fig. 19.

Fig. 20 bis 22.

Gleichwertigkeit von unrunden Scheiben und Kurbelgetrieben für die geradlinige Anhubfläche A-B.

2) Wird in gleicher Weise die Abänderung der Form unter Zugrundelegung der Figur 14 für die unrunde Scheibe vorgenommen, so zeigt Fig. 20 die Ausgangsform in der Grundstellung. Fig. 21 verdeutlicht die Relativbewegung der Glieder a und b, und Fig. 22 gibt das für die Bewegungsvorgänge gleichwertige Getriebe. Das letztere ist die sogenannte Winkelschleifenkette (vergl. Reuleux: Theoretische Kinematik, Bd. I S. 322).

3) Wird von der Form der unrunden Scheibe, Fig. 15, ausgegangen, so erhält man die Figurengruppe 23 bis 25,

Fig. 23 bis 25

Gleichwertigkeit von unrunden Scheiben und Kurbelgetrieben für die konvexe Anhubfläche A-B.

deren Zusammenhang unmittelbar klar sein dürfte. Man erhält in Fig. 25 die gewöhnliche Schubkurbelkette, bei der die Koppel (Pleuelstange) d länger ist als die Kurbel a.

Die praktische Beurteilung der Bewegungsvorgänge für den ersten Teil AB der Hebefläche kann an Hand der Figuren 19, 22 und 25 unmittelbar vorgenommen werden.

Es dürfte ohne weiteres klar sein, daß die erste Form, Fig. 17 bis 19, sehr ungünstig wirken muß. Die Treibung von a auf b durch d würde theoretisch aufhören, wenn d mit b einen rechten Winkel bildet, Fig. 26; in Wirklichkeit hört sie wegen der Reibung viel früher auf. Auch ohne Kräfteplan ist zu erkennen, daß die einzelnen Glieder außerordentlich ungünstig beansprucht sind.

Auch die Form der zweiten Gruppe, Fig. 20 bis 22, gibt zu schweren Bedenken Veranlassung. Würde das Glied a um 90° gedreht, so müßte der Punkt 2 in der gleichen Zeit in die Unendlichkeit fliegen. Die Geschwindigkeit des Gliedes b wächst außerordentlich rasch; mithin muß auch die lineare Beschleunigung beständig zunehmen. Wegen der Reibung hört die Treibung von a durch d auf b je nach der Güte der Schmierung viel früher auf. Wenn auch bei den unrunden Scheiben der Verdrehungswinkel von a gegen c verhältnismäßig klein bleibt, so wird dennoch wegen der beständig wachsenden linearen Beschleunigung der Bewegungsvorgang sehr ungünstig.

Fig. 26.

Die Form Fig. 23 bis 25 ist für die Bewegungsverhältnisse die relativ günstigste. Es ist aber zu beachten, daß die Koppel d nur wenig, nämlich nur um den Scheibenhalbmesser, länger ist als die Kurbel a. Man kann daher dieses Getriebe nicht etwa mit einem Kurbelgetriebe vergleichen, bei dem die Pleuelstange drei- bis fünfmal so lang wie die Kurbel ist.

In gleicher Weise wie mit der Anhubfläche AB kann nunmehr auch mit der Abrundungsfläche BC von der Krümmung ϱ_2 verfahren werden. Da bei allen drei Formen, Fig. 13 bis 15, die Abrundung gleichartig angeordnet ist, so genügt für den Zweck der Untersuchung der Bewegungsvorgänge die Betrachtung eines einzigen Falles.

In Fig. 27 ist der Mechanismus so eingestellt, daß die Treibung auf dem Bogen BC gerade beginnt. Es ist unmittelbar klar, daß der Mittelpunkt 5 des Bogens BC stets in gleicher Entfernung (ϱ_2) von der auf BC beständig aufliegenden Spitze (2) des Schiebers b bleibt. Die Strecke 1 bis 5 ist ein unveränderlicher, sich um 1 drehender Halbmesser, also eine Kurbel. Mithin kann man auch hier das höhere Elementenpaar durch zwei Zylinderpaare in den Punkten 2 und 5 und ein neues Glied e ersetzen. Geschieht dies, so erhält man als gleichwertiges Getriebe für die Bewegung auf dem Bogen BC ein Kurbelgetriebe nach Art der Figur 28.

Fig. 27 und 28.

Gleichwertigkeit von unrunden Scheiben und Kurbelgetrieben für die Abrundungsfläche B-C.

In jeder Form der in den Figuren 13 bis 15 dargestellten unrunden Scheiben sind hiernach zwei Getriebe enthalten, die die Bewegungsverhältnisse bestimmen.

Für die Bewegung auf der Anhubfläche AB gelten, je nach der Form dieser Fläche, die Getriebe Fig. 19, 22 und 25. Ist der Punkt B erreicht, so hört die Wirkung dieser Mechanismen auf, und es übernimmt auf dem Bogen BC nunmehr ein Mechanismus nach Art der Figur 28 die Treibung. Im Punkte B findet also ein Wechsel, gewissermaßen ein Sprung in der Treibung, d. i. in der Einwirkung von a auf b statt. Die Art und Weise, wie sich dieser Sprung vollzieht, bedarf der Aufklärung.

IV. Die Bewegungsverhältnisse der unrunden Scheiben.

Im vorliegenden Falle sind die Formen der einzelnen Getriebeglieder als gegeben anzusehen. Es kommt also allein darauf an, aus diesen Formen die Bewegungsvorgänge abzuleiten. Diese werden vollständig geklärt, wenn es gelingt,

a) das Verhältnis der Wege,
b) » » » Geschwindigkeiten,
c) » » » Beschleunigungen,

für irgend welche beliebigen Zeitpunkte der Bewegung rechnerisch oder zeichnerisch darzustellen. Das letztere Mittel gibt die beste Uebersicht, es führt zu Weg-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsdiagrammen.

A.

Als Ausgangspunkt für die Untersuchung bietet sich von den drei Formen Fig. 13, 14 und 15 (oder den vollständigen Mechanismen Fig. 19, 22 und 25) die mittlere als die am einfachsten zu behandelnde dar.

Fig. 29.
Ermittlung der Bewegungsverhältnisse für eine gerade Abhubfläche (Konchoiden-Problem).

1) Denkt man sich in Fig. 20 das Glied a festgehalten, so muß c, damit dieselbe Relativbewegung zwischen a und b entsteht, mit der Winkelgeschwindigkeit w nach rechts gedreht werden. Dann gleitet die Spitze (2) des Schiebers auf der Geraden AB an a, und die Mittellinie von b geht beständig durch den Punkt 1.

Das entsprechende phoronomische Problem ist bekanntlich dasjenige der Erzeugung von Konchoiden, kurz das Konchoiden-Problem genannt, Fig. 29.

In der Ausdrucksweise der geometrischen Bewegungslehre lautet es folgendermaßen:

In einem ruhenden System S_0 sind eine Gerade EAB und ein Punkt O gegeben; ein System S_1 bewege sich derartig auf S_0, daß eine in S_1 liegende Gerade A_1B_1 beständig durch den Punkt O geht und ein auf der Geraden A_1B_1 befindlicher Punkt A_1 auf der Geraden EAB gleitet.

Die Winkelgeschwindigkeit der Geraden A_1B_1 gegenüber S_0 ist

$$w = \frac{d\omega}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

wobei ω den Winkel zwischen der Zentralen OA und der Geraden OA_1 bildet.

2) Der Pol P wird gefunden als Schnittpunkt der beiden Normalsstrahlen $A_1P \perp AB$ und $OP \perp A_1B_1$.

Der Ort der Punkte P für verschiedene Winkel ω liefert
a) in dem Rastsystem S_0 die »Rastpolbahn«,
b) » » Gangsystem S_1 die »Gangpolbahn«.

3) Die Rastpolbahn werde im System S_0 auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem (X, Y) mit dem Anfangspunkt O bezogen. Wird noch der Abstand OA mit a bezeichnet, so erhält man aus der Betrachtung des Dreiecks A_1OP:

$$a : y = y : x \text{ oder}$$
$$y^2 = ax \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Die Rastpolbahn ist also eine Parabel.

4) Die Gangpolbahn werde in Polarkoordinaten für die Achse A_1B_1 im System S_1 mit dem Anfangspunkt A_1, dem Drehwinkel $\omega = \sphericalangle PA_1O$ und dem Fahrstrahl $A_1P = r_1$ ausgedrückt. Man hat unmittelbar

$$r_1 = \frac{a}{\cos^2\omega} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

oder für rechtwinklige Koordinaten, indem man

$$A_1O = r_1 \cos\omega = \xi \quad \text{und} \quad OP = r_1 \sin\omega = y$$

setzt,

$$\xi^4 - a^2(\xi^2 + \eta^2) = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3\text{a}).$$

Die Gangpolbahn ist eine hyperbelartige Kurve von der in Fig. 29 eingezeichneten Form, woselbst aber nur ein Ast der Kurve dargestellt ist.

5) Der Weg (s) des Punktes A_1 in Richtung der Geraden A_1B_1 ist gleichbedeutend mit der Gleitung dieser Geraden im ruhenden System S_0. Der mit O zusammenfallende Punkt der Geraden ist der Gleitungspunkt.

Die Wegstrecken sind dargestellt in den Abschnitten der Fahrstrahlen zwischen der Geraden AB und dem Kreisbogen AH (Wegdiagramm); sie haben die Größe

$$s = \frac{a}{\cos\omega} - a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

6) Die Geschwindigkeit des Punktes A_1 in Richtung der Geraden A_1B_1 wird

$$\frac{ds}{dt} = v = w \frac{a}{\cos^2\omega} \sin\omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5),$$

und dies ist nichts andres als die Gleitungsgeschwindigkeit der Geraden AB, nämlich

$$v = PO \cdot w = rw \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6);$$

denn es ist

$$PO = \frac{a}{\cos^2\omega} \sin\omega = r.$$

Die Geschwindigkeiten werden zeichnerisch dargestellt durch die Fahrstrahlen $r = OP$ der Rastpolbahn (der Parabel) oder durch die Ordinaten $\eta = OP$ der Gangpolbahn.

Die Polbahnen sind mithin die Geschwindigkeitsdiagramme für die Gleitbewegung des Schiebers b der Figur 20.

Man erkennt sofort, daß die Geschwindigkeiten sehr schnell wachsen.

7) Die Beschleunigung erhält man aus Gl. (5) zu

$$\frac{dv}{dt} = f = w^2 \frac{a}{\cos^3\omega} (1 + \sin^2\omega) \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Diese Formel läßt sich leicht zeichnerisch darstellen. Der Fahrstrahl der Gangpolbahn ist

$$r_1 = A_1P = \frac{a}{\cos^2\omega}; \text{ mithin ist } A_1C_1 = \frac{a}{\cos^3\omega},$$

wenn $PC_1 \perp A_1P$ gemacht wird.

Die Strecke PC_1 ist alsdann gleich $\frac{a}{\cos^3\omega}\sin\omega$, und es erfolgt weiter: $OC_1 = \frac{a}{\cos^3\omega}\sin^2\omega$.

Zeichnerisch wird demnach

$$f = w^2(A_1C_1 + OC_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Der Beschleunigungsvektor $(A_1C_1 + OC_1)$ wird zweckmäßig vom Punkt O aus nach der Richtung OA_1 hin aufgetragen: $OD_1 = A_1C_1 + OC_1$.

Aus der Konstruktion folgt, daß $A_1D_1 = 2\,OC_1$ ist; mithin ist

$$f = w^2(OA_1 + 2\,OC_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Für $\omega = 0$ ergibt sich aus Gl. (7):

$$f = w^2 a;\ \text{für } \omega = 90^0 \text{ wird } f = \infty.$$

Die Beschleunigungen wachsen hiernach außerordentlich rasch.

Fig. 30.

Bewegungsdiagramm für die gerade Anhubfläche.

8) Eine bessere Uebersicht über die Bewegungsverhältnisse liefert das in Fig. 30 dargestellte, auf die Zeit bezogene Diagramm. Die einzelnen Zeitabschnitte 01, 12, 23 usw. sind den entsprechenden Abschnitten auf dem Bogen AH, Fig. 29, gleich gemacht, da vorausgesetzt ist, daß sich die unrunde Scheibe mit gleichmäßiger Winkelgeschwindigkeit drehe. Die drei Diagrammlinien für die Beschleunigung, die Geschwindigkeit und den Weg stehen in dem Zusammenhange, daß jede folgende die Integralkurve der vorhergehenden, und umgekehrt, daß jede vorhergehende die Differentialkurve jeder folgenden ist. Die Einheit für den Maßstab ist der Grundradius $a = OA$ der unrunden Scheibe: $a = 1$.

Für irgend einen beliebigen Zeitpunkt, beispielsweise für den Punkt 3, bedeutet

$s_3 = 3S_3$ . . . den Weg,
$v_3 = 3V_3$ . . . die Geschwindigkeit,
$f_3 = 3F_3$ . . . die Beschleunigung.

Die Geschwindigkeit wird gekennzeichnet durch einen einfachen Pfeil, die Beschleunigung durch einen solchen mit Widerhaken.

Wegen des geometrischen Zusammenhanges der drei Kurven ist unter Berücksichtigung von $a = 1$:

$$v = a\frac{ds}{dt} = a\,\mathrm{tg}\,\tau_s = a\,\mathrm{tg}\,(V_3 3_0 3) \quad . \quad . \quad (10)$$

und

$$f = a\frac{dv}{dt} = a\,\mathrm{tg}\,\tau_v = a\,\mathrm{tg}\,(F_3 3_0 3) \quad . \quad . \quad (11).$$

Hiernach kann man bereits aus der Form des Wegdiagrammes Schlüsse auf den Verlauf der andern Diagrammlinien ziehen.

Für die praktische Verwertbarkeit ist das Ergebnis sehr ungünstig; denn da gewöhnlich die Gestänge kraftschlüssig, d. h. durch Federn vermittels der Rollen, an die unrunden Scheiben gedrückt werden, so müssen bei wachsendem Hube nicht nur größere Federspannungen, sondern auch größere Beschleunigungsdrücke überwunden werden.

B.

1) Die gleiche Betrachtungsweise führt unter Zugrundelegung der Form der unrunden Scheibe Fig. 15 bezw. des Mechanismus Fig. 25 zu folgendem phoronomischem Problem (Fig. 31):

In einem ruhenden System S_0 sind ein Kreisbogen EAB und ein Punkt O gegeben; ein System S_1 bewege sich derartig auf S_0, daß eine in S_1 liegende Gerade A_1B_1 beständig durch den Punkt O geht und ein auf der Geraden A_1B_1 befindlicher Punkt A_1 auf dem Kreisbogen EAB gleitet.

Der Halbmesser des Kreisbogens EAB, dessen Mittelpunkt in M_0 liegt, sei mit b bezeichnet, also $b = M_0A_1$, die Strecke OA sei mit a und die Strecke OM_0 mit e bezeichnet.

2) Der Pol wird gefunden als der Schnittpunkt der beiden Normalstrahlen $OP \perp OA_1$ und A_1M_0.

3) Die Rastpolbahn werde im System S_0 in Polarkoordination für die Achse OX, den Anfangspunkt O, den Drehwinkel $\omega = \sphericalangle XOP$ und den Fahrstrahl $r = OP$ ausgedrückt.

Wird über $OM_0 = e$ ein Kreis beschrieben, so ist $r = OD - DP$, worin $OD = e\sin\omega$ und $DP = e\cos\omega\,\mathrm{tg}\,\varphi$ ist. Unter Berücksichtigung von $b\sin\varphi = e\sin\omega$ folgt hieraus:

$$r = e\sin\omega - \frac{e\left(\frac{e}{b}\right)\sin 2\omega}{2\sqrt{1-\left(\frac{e}{b}\right)^2\sin^2\omega}} \quad . \quad . \quad . \quad (12).$$

Die Rastpolbahn ist die in Fig. 32 eingetragene brezelartige Kurve.

Für $b = \infty$, d. i. für ein Kurbelgetriebe mit unendlich langer Pleuelstange (Kurbelschleife), geht sie in den Kreis mit Durchmesser OM_0 über. Der letztere ist, wie nebenbei erwähnt sein mag, die Grundform des sog. Schieberkreises (Schieberdiagramm).

4) Die Gangpolbahn werde im System S_1 in Polarkoordination für die Achse A_1B_1, den Anfangspunkt A_1, den Drehwinkel $OA_1P = \varphi$ und den Fahrstrahl $r_1 = A_1P$ ausgedrückt.

Aus Fig. 31 ergibt sich zunächst:

$$(b - r_1)\cos\varphi = e\cos\omega,$$
$$b\sin\varphi = e\sin\omega,$$

und sodann die Gleichung der Gangpolbahn zu

$$r_1 = b - e\frac{\sqrt{1-\left(\frac{b}{e}\right)^2\sin^2\varphi}}{\cos\varphi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

Die Gangpolbahn ist die in Fig. 32 eingetragene birnenförmige Kurve.

Für $b = \infty$ wird auch $r_1 = \infty$ und $\sphericalangle\varphi = \sphericalangle\omega$, dann folgt aber

$$(b - r) = M_0D = e\cos\omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14),$$

d. h. die Gangpolbahn wird für diesen besondern Fall ein Kreis mit dem Halbmesser OM_0.

5) Der Weg, dargestellt durch die Abschnitte des Fahrstrahles OA_1 zwischen den Kreisen mit den Radien b und a, wird erhalten aus

$$s = b\cos\varphi - (a + e\cos\omega)$$

zu

$$s = \sqrt{b^2 - e^2\sin^2\omega} - (a + e\cos\omega) \quad . \quad . \quad (15).$$

6) Die Geschwindigkeit des Punktes A_1 in Richtung der Geraden B_1A_1 oder die Gleitungsgeschwindigkeit der letzteren wird am einfachsten rechnerisch erhalten aus den Vorformeln für s zu

$$v = e\sin\omega\left(\frac{d\omega}{dt} - \frac{d\varphi}{dt}\right)$$

Fig. 31 und 32.

Ermittlung der Bewegungsverhältnisse für eine konvexe Anhubfläche.

und nach Einführung des Wertes von $\frac{d\varphi}{dt}$ zu

$$v = \left[e \sin \omega - \frac{e\left(\frac{e}{b}\right) \sin \omega \cos \omega}{\sqrt{1-\left(\frac{e}{b}\right)^2 \sin^2 \omega}} \right] w \quad . \quad . \quad (16).$$

Der Ausdruck in der Klammer ist der Fahrstrahl r aus Formel (12); denn begrifflich ist die Gleitungsgeschwindigkeit der Geraden $v = rw$.

Mithin sind die Polbahnen auch hier die Geschwindigkeitsdiagramme für die Hubbewegung des von der unrunden Scheibe angetriebenen Schiebers.

7) Die Beschleunigung erhält man am einfachsten aus $v = rw$, worin nach Fig. 31

$$r = e \sin \omega - e \cos \omega \operatorname{tg} \varphi$$

zu setzen ist. Alsdann folgt

$$v = (e \sin \omega - e \cos \omega \operatorname{tg} \varphi)\, w$$

und hieraus

$$f = \left[(e \cos \omega + e \sin \omega \operatorname{tg} \varphi) - \frac{\frac{(e \cos \omega)^2}{b}}{\cos^3 \varphi} \right] w^2 . \quad (17).$$

In den Figuren 31 und 32 ist zwecks Darstellung der vollständigen Polbahnen die Strecke $OM_0 = e$ im Verhältnis zu $OA = a$ sehr klein angenommen. Für die Anwendung des geometrischen Bildes auf unrunde Scheiben und den Vergleich der Bewegungsverhältnisse dieses Beispieles mit dem vorhergehenden ist es aber notwendig, die Verhältnisse der Wirklichkeit zu nähern, weil andernfalls leicht ein schiefes Urteil über die Brauchbarkeit der vorliegenden Gestaltung entstehen könnte. Fig. 33 enthält die Krümmungsverhältnisse einer wirklich ausgeführten unrunden Scheibe. Die Geschwindigkeiten sind dargestellt durch die Fahrstrahlen der Rastpolbahn, von der 0 1 2 3 4 5 ein Stück bildet.

Der Klammerausdruck läßt sich graphisch am besten auf dem Strahle M_0J auftragen. Man erhält unmittelbar $M_0D = e \cos \omega$ und, indem man die Grade OG bis zum Schnittpunkt J mit M_0D zieht, d. h. indem man $OJ \perp M_0A_1$ macht, $DJ = e \sin \omega \operatorname{tg} \varphi$. Mithin ist nunmehr

$$M_0J = e \cos \omega + e \sin \omega \operatorname{tg} \varphi.$$

Setzt man in dem dritten Klammergliede $\frac{(e \cos \omega)^2}{b} = h$, so ist $e \cos \omega$ die mittlere geometrische Proportionale zwischen b und h, nämlich

$$b : e \cos \omega = e \cos \omega : h$$

oder $\quad M_0A : M_0D = M_0D : h,$

wonach sich h leicht, beispielsweise wie folgt, konstruieren läßt:

$$M_0K = M_0D; \quad KL \parallel AD; \quad M_0L = h.$$

Macht man $M_0N = M_0L = h$ und weiter $NN_1 \perp M_0N$, $N_1N_2 \perp M_0N_1$, $N_2N_3 \perp M_0N_2$, so ist $M_0N_3 = \frac{h}{\cos^3 \omega}$.

Fig. 33 und 34.

Bewegungsdiagramm für die konvexe Anhubfläche.

Mithin ist

$$f = N_3 J \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18).$$

8) Fig. 34 enthält eine auf die Zeit bezogene Uebersicht der Bewegungsdiagramme in gleicher Weise wie Fig. 30.

Für die praktische Verwertbarkeit scheinen die Verhältnisse günstiger zu liegen als beim vorigen Beispiel. Allein es ist zu beachten, daß die Beschleunigungskurve beständig wächst, und zwar etwa vom Punkte 3 ab in sehr verstärktem Maße; ferner, daß die Wege in Fig. 34 beträchtlich kleiner sind als in Fig. 29.

C.

Das aus der Form der unrunden Scheibe Fig. 13 abzuleitende phoronomische Problem stimmt wörtlich mit dem unter B behandelten überein. Die Ergebnisse der mathematischen Entwicklungen, das sind die Formeln (12) bis (18), gelten unter sinngemäßer Benutzung also auch für den vorliegenden Fall. Auch die geometrischen Konstruktionen der Wege, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen bleiben genau dieselben. Da aber die Gleitbahn EAB für den Punkt A_1 nunmehr konkave Gestalt hat, so ändern sich die Verhältnisse der Bewegungselemente nicht unwesentlich, und dieser Umstand läßt die gesonderte Vorführung der geometrischen Konstruktionen gerechtfertigt erscheinen, Fig. 35.

Wenn man beachtet, daß der Mittelpunkt M_0 des Bogens EAB jetzt in der Entfernung $OM_0 = e$ oberhalb des Punktes O liegt, so erhält man zunächst auf dem Kreis über e als Durchmesser die bestimmenden Punkte D und G und darauf durch Ziehen von GO den Schnittpunkt J auf dem Strahle $M_0 D$. Macht man ferner $M_0 K = M_0 D$ und $KL \perp AD$, so erhält man in $M_0 L = h$ die mittlere geometrische Proportionale zwischen $e \cos \omega$ und b. Nach Uebertragung von $h = M_0 N$ auf den Strahl $M_0 A_1$ wird durch die Zickzackkonstruktion der Punkt N_3 gefunden.

Die Beschleunigung ist nach Formel (16) alsdann

$$f_3 = N_3 J.$$

Die Gleitungsgeschwindigkeit der Geraden $B_1 A_1$ ist

$$v = rw = OPw.$$

Ein Zweig der Rastpolbahn ist in Fig. 35 als polares Geschwindigkeitsdiagramm eingezeichnet.

Das polare Wegdiagramm liegt zwischen den Kreisbogen AB und AH in bezug auf O als Nullpunkt.

Die konkave Form der Hebefläche gibt zwar großen Hub, aber außerordentlich ungünstige Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnisse. Es war für den Rahmen der Zeitschrift ausgeschlossen, ein passendes Bild unter Zugrundelegung wirklich ausgeführter Nockenscheiben zu entwerfen. Fig. 35 zeigt also die Verhältnisse in verzerrter Form.

Die folgenden Entwicklungen werden übrigens zeigen, daß es unnütz ist, die Bewegungsverhältnisse der konkaven Hebefläche weiter zu untersuchen, da schon diejenigen der geraden Form ungünstig genug werden.

Fig. 35.

Ermittlung der Bewegungsverhältnisse für eine konkave Anhubfläche.

D.

Es kommt nun noch darauf an, die Bewegungsverhältnisse der Abrundung BC zu untersuchen. Auch diese Aufgabe ist bereits unter B und in den Figuren 31 bis 34 ge-

Fig. 36 und 37.

Ermittlung der Bewegungsverhältnisse für die Abrundungsfläche.

löst. Es müssen nur die dort gewonnenen Ergebnisse sinngemäß auf den Mechanismus Fig. 27 und 28 übertragen werden. Wird in Fig. 27 die unrunde Scheibe festgehalten und dafür der Steg c nach rechts gedreht, so geht die Achse des Schiebers b beständig durch den Punkt 1, und der Punkt 2 gleitet auf dem konvexen Bogen BC.

Die Figuren 36 und 37 zeigen die Ermittlung der Bewegungsverhältnisse auf dem Abrundungsbogen BC im Anschluß an eine gerade Anhubfläche AB.

In Fig. 36 liegt das zum Punkt O polare Wegdiagramm zwischen den Kreisbogen BC und AH. Der Punkt A_1 der Geraden A_1B_1 fällt gerade mit B zusammen.

Von der Rastpolbahn ist der Zweig OP und von der Gangpolbahn der Zweig O_1P gezeichnet.

Die augenblickliche Gleitungsgeschwindigkeit ist

$$v = OPw.$$

Die Konstruktion der Beschleunigungen zeigt Fig. 37. Aus den in die Abbildung eingetragenen Buchstaben ist die Uebereinstimmung mit den Figuren 33 und 35 zu erkennen, wenn man beachtet, daß jetzt OM_0C die Symmetrieachse der Figur darstellt.

Das auf die Zeit bezogene Bewegungsdiagramm für den Abrundungsbogen BC aus Fig. 37 zeigt Fig. 38. Die mit s_3 beginnende und mit s_6 endigende Wegkurve wendet ihre konvexe Seite nach oben, ihr letztes Element verläuft wagerecht. Die Geschwindigkeitskurve als Differentialkurve der Wegkurve sinkt von dem Höchstwert v_3 im Punkt 3 bis zum Wert null im Punkt 6 herab. Die Ordinaten der Beschleunigungskurve werden negativ. Vom Punkt 3 ab wird die Bewegung verzögert. Die Verzögerung beträgt hier $f_3 = a \operatorname{tg} \tau_v$, wobei Winkel τ_v größer als 90°, also $\operatorname{tg} \tau_v$ negativ ist.

Fig. 38.
Bewegungsdiagramm für die Abrundungsfläche.

(Schluß folgt.)

Schwimmkran von 60 t Tragfähigkeit,

gebaut von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman.

Von Prof. **W. Pickersgill**, Stuttgart.

In den Häfen haben die Dampfkrane für Lösch- und Ladezwecke, von denen der Brownsche Drehkran mit direkt wirkendem Kolben und umgekehrtem Flaschenzuge früher insbesondre im Hamburger Hafen viel verwendet wurde, den von einem Kraftwerk aus bedienten hydraulischen Kranen weichen müssen. Gegenwärtig werden beide von dem elektrisch betriebenen Portal- und Halbportalkran abgelöst, der für Lösch- und Ladezwecke die geeignetste Kranform darstellt[1]).

Der ortfeste, mit Dampf betriebene Masten- oder Scherenkran hat in dem elektrisch betriebenen Hammer- und Pyramiden-Drehkran, welcher von der Benrather Maschinenfabrik mit einem Drehwerk am Kranfuß[2]), hingegen von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman in Duisburg mit einem am oberen Rollenlager angreifenden Drehwerk[3]) ausgeführt worden ist, einen Wettbewerber gefunden, der neben allen Vorteilen eines Drehkranes mit veränderlicher Ausladung denjenigen eines wirtschaftlichen Betriebes besitzt.

Bei den ortfesten Kranen und bei fahrbaren, den Lösch- und Ladezwecken ausgedehnter Hafenanlagen dienenden Kranen hat der Dampfbetrieb jetzt ausgedient. Dagegen erfreut er sich auf Werftanlagen sowohl bei den an Land benutzten fahrbaren Drehkranen von großer Rollenhöhe (25 m) wie auch insbesondre bei den Schwimmkranen für Lade- und Montagezwecke einer ausgedehnten Anwendung.

Während bei den an Land verwendeten Dampfdrehkranen vor allem die nur durch die Gleisanlage beschränkte Bewegungsfreiheit und die Unabhängigkeit von einem Kraftwerk den Nachteilen des Dampfbetriebes gegenüber dem elektrischen Betrieb die Wage halten, es aber immerhin nur als eine Frage der Zeit erscheint, daß auch hier der elektrisch betriebene Kran den Dampfkran verdrängen wird, wird es voraussichtlich bei den Schwimmkranen vorerst beim Dampfbetrieb verbleiben, da hier auf einen Anschluß an ein Kraftwerk weder beim Anlegen am Kai noch gar auf offenem Wasser gerechnet werden kann und zur Umwandlung der Dampfenergie der eigenen, auf Deck befindlichen Maschinenanlage in elektrischen Strom kein Anlaß vorliegt, es sei denn, daß für Arbeiten während der Nachtzeit Bogenlichtbeleuchtung erwünscht wäre. Einem solchen Bedürfnis kann aber durch Aufstellung einer Dynamomaschine auf dem Ponton des Schwimmkranes ohne Schwierigkeit genügt werden.

Die Nachteile der nach dem Muster der ortfesten Scheren- oder Mastenkrane gebauten Schwimmkrane sind auf S. 987 u. f. des vorigen Jahrganges dieser Zeitschrift erörtert und die Vorteile der von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman in Duisburg benutzten neuen Form von Wippkranen mit Schraubenspindelbetrieb hervorgehoben worden. Dabei wurde auf S. 991 (Fußnote 1) die Beschreibung eines von der genannten Firma für die Schiffswerft J. W. Klawitter in Danzig gebauten Schwimmkranes von 60 t Tragfähigkeit in Aussicht gestellt.

Im nachfolgenden ist eine eingehende Beschreibung dieses Schwimmkranes von neuer Form gegeben.

Die Neuheit liegt eigentlich lediglich in der Anwendung der gewählten Gerüstkonstruktion bei einem Schwimmkran; denn die dabei benutzte Verbindung eines fahrbaren Bockgerüstes mit einer Auslegerkonstruktion solcher Art, daß die Laufkatzenbahn sich über die Spannweite des Bockgerüstes und über die Kranausladung erstreckt, ist bei Umladekranen auf Eisenbahnstationen sowie in Häfen schon angewandt worden[1]).

[1]) Vergl. z. B. Z. 1902 S. 70.
[2]) Z. 1901 S. 1507.
[3]) Z. 1901 S. 1762.

[1]) s. Z. 1898 S. 769 u. f.; 1899 S. 1360; 1901 S. 1219 u. f.

Fig. 1 bis 5. Schwimmkran für die Werft

Fig. 1.

Maßstab rd. 1 : 200.

Fig. 4.

Als ein Vorläufer der hier zu beschreibenden Kranausführung kann der auf S. 466 und 467 des vorigen Jahrganges dieser Zeitschrift kurz besprochene, von der Brown Hoisting Machinery Co. in Cleveland für die Staatswerft von New York gebaute Schwimmkran »Hercules« von 100 t Tragkraft angesehen werden. Der Unterschied zwischen ihm und dem hier in Frage stehenden Kran liegt, außer in den Verschiedenheiten in der Gerüstkonstruktion und den Gerüstabmessungen, in der Erzielung der wagerechten Gleichgewichtslage des Pontons bei Belastung des Kranes. Letztere wird bei dem New Yorker Kran durch ein laufendes Gegengewicht erreicht, das von einer kleinen, sich selbsttätig einschaltenden Zwillingsdampfmaschine bewegt wird, dagegen bei dem hier beschriebenen Danziger Schwimmkran mittels Wasserfüllung in drei nebeneinander liegenden Zellen im Ponton, die einzeln gefüllt und geleert werden können.

Zum Einnehmen und Auspumpen des Wasserballastes dient eine Dampfstrahlpumpe, die zugleich die Möglichkeit bietet, den Wasserballast im Winter angemessen zu erwärmen.

Der in Fig. 1 bis 5 wiedergegebene Kran ist 1903 für die Werft der Firma J. W. Klawitter in Danzig gebaut worden.

Das Krangerüst und das gesamte Windwerk sind von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman in Duisburg ausgeführt, das Ponton sowie die Betriebsdampfmaschine und der Kessel von J. W. Klawitter in Danzig selbst geliefert worden.

Die Form des Krangerüstes und die Anordnung der fahrbaren Laufkatze sind unter der Anforderung entstanden, daß ein tunlichst großer Teil des Pontondecks durch Belegen mit Einzellasten ausgenutzt werden solle.

Die äußeren Abmessungen des Pontons sind:

Länge . .	22,16 m,	Breite . .	15,5 m,
Höhe . . .	2,12 m,	Decksbucht .	0,18 m.

Wie der Grundriß, Fig. 4, erkennen läßt, werden die Ecken des Pontondecks von den vier Gerüstfüßen eingenommen. Zwischen den hinteren Kranfüßen ist die Winde zum Lastheben und Katzenverfahren nebst der Betriebsdampfmaschine aufgestellt. Der Dampfkessel befindet sich vor dem linken hinteren Kranfuß in unmittelbarer Nähe der Winde.

Zum Verholen des Kranes dienen vier Spillköpfe, je einer neben jedem Kranfuß. Bei passender Befestigung der Haltetaue kann das Fahrzeug auf diese Weise leicht und sicher bewegt und gedreht werden.

Die Spillköpfe werden durch die Dampfmaschine in Bewegung gesetzt, welche mittels einer ausrückbaren Reibkupplung eine unter Deck liegende Transmission treibt. Die letztere besteht aus drei im Rechteck angeordneten mehrfach gelagerten Wellen, die durch Schneckentriebwerke auf die Spills wirken. Außerdem sind noch drei Bockwinden mit Handbedienung auf Deck aufgestellt. Der größere Teil des Decks kann zum Abladen von Einzellasten benutzt werden. Die Einrichtung zum Füllen und Ausleeren des Wasserballastes befindet sich nebst der Dampfstrahlpumpe unter Deck.

Zur Schonung des Pontons beim Anlegen am Kai sind an den 4 Außenseiten Pitchpine-Reibhölzer angebracht.

Der Wasserballast ist unter der Kranwinde untergebracht. Sein Gewicht beläuft sich bei der größten Last

von J. W. Klawitter in Danzig.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 5.

Fig. 6.

Schema der Lastseilführung.

von 60 t und der größten Ausladung für die Last, d. i. bei einem Abstande von 10 m von der Außenkante des Pontons, auf etwa 88 t. Hierbei beträgt die Neigung des Pontons 4° 30'. Dieselbe Neigung entsteht nach der entgegengesetzten Seite, wenn die mit 60 t belastete Laufkatze um 16 m, gemessen von Außenkante Ponton, nach innen gefahren wird.

Das Bockgerüst ist bei einer lichten Spannweite von 18 m und einer lichten Höhe von 15 m von Mitte bis Mitte Kranfuß 20 m lang. Die einseitige Ausladung ist für die größte Last von 60 t auf 10 m und für Lasten bis zu 10 t auf 16 m festgesetzt, gemessen von Außenkante Ponton. Mit der letzteren Abmessung wird die äußerste Hakenstellung erreicht.

Fig. 7 und 8. Hakenflasche.

Die Eisenkonstruktion der Katzenfahrbahn und der beiden Stützportale geht aus Fig. 1 bis 4 zur Genüge hervor.

Fig. 6 stellt die Lastseilführung schematisch dar.

Das von Felten & Guilleaume in Köln bezogene Lastseil besteht aus 6 Litzen zu 37 Drähten von 1,81 mm Dicke; sein äußerer Durchmesser beträgt 38 mm, seine Bruchfestigkeit 102600 kg. Die beiden Lasttrommeln haben 800 mm, die Leit- und Lastrollen 798 mm Dmr., gemessen von Mitte bis Mitte Seil, so daß sich findet:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1,81}{798} = \frac{1}{441}.$$

Das Lastseil umspannt in einer Schlinge vier in der Laufkatze gelagerte Leit- und drei in der Hakenflasche, Fig. 7 und 8, vereinigte Lastrollen. Der Lasthaken von 300 mm Maulweite ist in einem stählernen Querstück auf 52 in zwei Ringen angeordneten Stahlkugeln gelagert.

Für den Hakenschaft von 142 mm Stärke findet sich nach der Beziehung von Bach[1]) die Beanspruchung:

$$k = \frac{60000}{14,2^2} = \infty\ 300 \text{ kg/qcm},$$

für die Stahlkugeln von 26 mm Dmr.[2])

$$k = \frac{60000}{52 \cdot 2,6^2} = \infty\ 171 \text{ kg/qcm}.$$

Die beiden Enden der Lastseilschlinge laufen über im Krangerüst gelagerte Leitrollen nach den beiden mit schraubenförmig rechts- und linksgewundenen Nuten versehenen Lasttrommeln, auf die sie gleichzeitig aufgewickelt und von denen sie ebenso abgewickelt werden.

Fig. 9 gibt die Fahrseilführung schematisch wieder. Die beiden Fahrseile von 24 mm äußerem Durchmesser und 40100 kg Bruchfestigkeit umspannen je in einer Schlinge ein Paar Seilrollen an der Katze und laufen über Leitrollen am Krangerüst nach den Fahrtrommeln der auf dem Ponton aufgestellten Winde. Die Enden der zum Ausfahren der Katze dienenden Seilschlinge greifen an den inneren Enden der Fahrtrommeln, diejenigen der zum Einholen bestimmten Schlinge an den äußeren Enden an. Das zum Ausfahren dienende Seil ist infolge des Wechsels in der Biegungsrichtung beim Aufwickeln ungünstiger beansprucht als das Fahrseil zum Einholen.

Die konstruktive Anordnung des Hubwerkes der Laufkatze ist in Fig. 10 bis 12, die des Fahrwerkes in Fig. 13 und 14 dargestellt.

Die aus geschmiedetem Stahl gefertigten Achsen der Laufräder sowie sämtlicher Rollen sind undrehbar gelagert.

Fig. 9. Schema der Fahrseilführung.

Die Rollen sind teils unausgebüchst, teils mit gußeisernen Büchsen versehen. Die Nabenlaufflächen sind reichlich bemessen; das Schmiermittel wird ihnen durch Staufferbüchsen zugeführt. Die Stahlguß-Laufräder von 600 mm Dmr. sind ebenfalls mit gußeisernen Laufbüchsen und mit Staufferschmierung versehen.

Fig. 6 läßt erkennen, daß sich die mittlere Rolle in der Hakenflasche beim Heben oder Senken der Last nicht dreht. Wohl aus diesem Grunde hat sie eine schmalere Nabe und im Gegensatze zu den beiden Nachbarrollen keine Ausbüchsung erhalten, Fig. 8. Während des Katzenfahrens dreht

[1]) C. Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 626.

[2]) ebenda S. 626, Fußnote 1.

Fig. 10 bis 12. Hubwerk der Laufkatze.

sie sich natürlich in gleichem Maße wie die übrigen Rollen. Da hierbei die Katze unter dem belasteten Hubseil, das über 7 Rollen läuft, durchgezogen werden muß, so sind die Fahrwiderstände von erheblicher Größe.

Es liegt der Gedanke nahe, beim Fahren der Katze das Lastseil in demselben Sinn und mit derselben Umfangsgeschwindigkeit auf- und abzuwickeln wie das Fahrseil; dabei würde der die Flaschenzugrollen umspannende Teil des Lastseiles während des Katzenfahrens in Ruhe bleiben. Eine solche Einrichtung würde bedingen, daß sich die beiden Lasttrommeln während des Katzenfahrens entgegengesetzt, dagegen beim Lastaufwinden in gleichem Sinne drehten. Der Nachteil einer Umbiegung des einen Lastseilendes nach beiden Seiten hin würde sich dabei umgehen lassen. Hingegen würden die Lasttrommeln länger sein müssen, wenn man Lasten auch in der tiefsten Hakenstellung verfahren wollte.

Die Bewegungswiderstände beim Katzenfahren sind, wie bereits betont, bedeutend. Wird der Wirkungsgrad jeder der sieben in Betracht kommenden Flaschenzugrollen hoch, und zwar zu 0,97, geschätzt, so berechnet sich allein der Widerstand des Lastseiles zu

$$\frac{10000}{0{,}97^7} - 10000 = \infty\ 2350\ \text{kg}$$

beim Verfahren der größten Last.

Die Duisburger Maschinenbau-A.-G. gibt die größte von den Last- und Fahrseilzügen auf die beiden Windenschilde ausgeübte Kraft zu 34000 kg an. Davon entfallen, sofern auch für die im Gerüst gelagerten Leitrollen $\eta = 0{,}97$ geschätzt wird, etwa 25600 kg auf den Zug in den beiden Lastseilsträngen, so daß das Fahrseil an den Trommeln etwa 8400 kg Zug erfahren müßte, der sich auf zwei Seilstränge verteilt; für das Fahrseil ist demnach eine etwa 9,5 fache Bruchsicherheit vorhanden.

Gleichzeitig können die beiden Züge von 25600 kg und 8400 kg nur während der kurzen Zeit des Umschaltens des Kuppelhebels III, Fig. 16, auftreten.

Die Hubwinde, Fig. 15 und 16, ist für drei verschiedene Geschwindigkeiten, bei 60 t Last 1 m, bei 10 t 6 m und bei 5 t 12 m/min, eingerichtet. Auf die gewünschte Geschwindigkeit wird sie vom Maschinisten mittels der Hebel I und II eingestellt. Der vom Führerhaus aus betätigte Hebel III

Fig. 13 und 14. Fahrwerk.

dient dazu, entweder die Hubwinde oder aber die Fahrwinde mit der Maschine zu kuppeln.

Jede der beiden mit rechts- und linksgängigen schraubenförmigen Nuten versehenen Hubtrommeln von 800 mm Dmr. kann in einer Aufwicklung $29 \cdot 0{,}8\,\pi = \infty\, 73$ m Seillänge aufnehmen.

Die Uebersetzungen betragen:

für die Last von 60 t

$$i_1 = \frac{12}{64} \cdot \frac{15}{80} \cdot \frac{16}{96} = \frac{1}{170{,}7},$$

für Lasten von 5 t bis 10 t

$$i_2 = \frac{12}{64} \cdot \frac{15}{80} \cdot \frac{56}{56} = \frac{1}{28{,}44}$$

und für Lasten bis zu 5 t

$$i_3 = \frac{12}{64} \cdot \frac{15}{80} \cdot \frac{76}{36} = \frac{1}{13{,}47}.$$

Die Ritzel sind in geschmiedetem Stahl, die Räder in Stahlguß ausgeführt, die Zähne überall gefräst.

Die folgende Zahlentafel enthält Angaben über die Abmessungen der Zahnräder und über die Größe $k = \frac{P}{bt}$, wobei für jedes Räderpaar $\eta = 0{,}95$ und für den Rollenzug $\eta = 0{,}78$ in Rechnung gestellt ist.

Rad (s. Fig. 16)	D mm	z	t mm	b mm	$\frac{b}{t}$	$k = \frac{P}{bt}$
a, a	1280	64	20π	155	2,48	∞ 86
b, b	240	12				
c	1120	80	14π	110	2,50	∞ 78
d	210	15				
e	960	96	10π	100	3,18	∞ 28
f	160	16				
g	560	56	10π	100	3,18	∞ 8
h	560	56				
i	360	36	10π	100	3,18	∞ 6
k	760	76				

Die Fahrseiltrommeln haben $576 + 24 = 600$ mm Dmr. Angaben über die Zahnräder der zugehörigen Winde gibt die folgende Zahlentafel.

Rad (s. Fig. 16)	D mm	z	t mm	b mm	$\frac{b}{t}$	$k = \frac{P}{bt}$
l, l	840	60	14π	110	2,50	∞ 65
m, m	182	13				
n	576	48	12π	95	2,52	∞ 59
o	168	14				
p	480	48	10π	100	3,18	∞ 25
q	160	16				

Hierbei sind die Werte für P unter Zugrundelegung einer an den Umfängen der beiden Fahrtrommeln zusammen wirkenden größten Zugkraft von 8400 kg für die Bewegung der größten Last ermittelt, wobei $\eta = 0{,}95$ für je ein Räderpaar in Rechnung gestellt ist.

Bei 200 Uml./min der Antriebwelle berechnet sich die Geschwindigkeit der Laufkatze zu $v = 200 \frac{16}{48} \cdot \frac{14}{48} \cdot \frac{13}{60} \cdot 0{,}6\,\pi = \infty\, 8$ m/min, so daß die ganze Fahrbahn von rd. 31,5 m Länge in etwa 4 Minuten durchfahren wird.

Die Hubwinde ist mit einer Sperrbremse versehen, die als Gliederbremse mit 1,6facher Bandumschlingung ausgebildet ist. Die Fahrwinde ist dagegen mit einer doppeltwirkenden Backenbremse von 355 mm Scheibendurchmesser ausgerüstet, die bei beiden Drehrichtungen der Bremswelle gleiche Wirkung ausübt. Zum Umkehren der Fahrbewegung wird die Dampfmaschine umgesteuert. Beide Bremsen werden durch Steuerhebel vom Führerhaus aus betätigt, wie Fig. 17 und 18 zeigen. Das in Wellblech hergestellte und mit Fensterverglasung versehene Führerhaus ist in 12 m Höhe über Pontondeck in das Krangerüst eingebaut. Durch einen selbsttätigen Klingelzug wird der Kranführer benachrichtigt, daß sich die Laufkatze der für 60 t Last einzuhaltenden größten Ausladung genähert hat.

Fig. 15 und 16. Hub- und Fahrwinde.

Wird der Wirkungsgrad der Hubwinde zu 0,8, derjenige des zugehörigen Rollenzuges zu 0,75 geschätzt, so beträgt das Güteverhältnis des gesamten Hubwerkes

$$0{,}8 \cdot 0{,}75 = 0{,}6.$$

Zum Heben der größten Last von 60 t mit 1 m/min Geschwindigkeit sind demnach

$$\frac{60\,000 \cdot 1}{0{,}6 \cdot 60 \cdot 75} = 22 \text{ PS}$$

erforderlich.

Die stehende Zwillingsdampfmaschine von 250 mm Zylinderbohrung, 200 mm Hub und 200 Uml./min arbeitet mit Auspuff und leistet 25 PS.

Bei einem Wirkungsgrad von 0,8 für die Fahrwinde sowie von 0,85 für die Seilführung des Fahrwerkes beträgt der Wirkungsgrad des letzteren

$$0{,}8 \cdot 0{,}85 = 0{,}68.$$

Fig. 17 und 18. Führerhäuschen und Steuerung.

Bei 8400 kg Seilzug an den beiden Fahrwerktrommeln zusammen und 8 m/min Geschwindigkeit der Laufkatze berechnet sich damit die Arbeitleistung der Maschine zum Verfahren der vollbelasteten Laufkatze zu

$$\frac{8400 \cdot 8}{0{,}68 \cdot 60 \cdot 75} = \infty \; 22 \text{ PS}.$$

Diese unter ungünstigen Annahmen gefundene Zahl wird bei guter Ausführung und Montage, insbesondre wenn keine bedeutende Spurkranzreibung an den Laufrädern auftritt, nicht erreicht.

Wird, wie bei der Berechnung der Fahrwiderstände von Laufkatzen üblich, zu der rechnungsmäßig ermittelten, an der Laufkatze angreifenden Zugkraft für die Spurkranzreibung und dergl. noch ein Zuschlag von etwa 50 vH gemacht, so ergibt sich die zum Verfahren der vollbelasteten Laufkatze erforderliche Maschinenleistung zu etwa 14 PS.

Der Dampf für die Dampfmaschine und die Dampfstrahlpumpe zum Einnehmen und Auspumpen des Wasserballastes wird einem liegenden Dampfkessel von 20 qm Heizfläche mit ausziehbarem Röhrenbündel und 5 at Betriebsdruck entnommen.

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 1439)

27) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Erie R. R.

Diese Lokomotive ist von der American Locomotive Co. in ihren Schenectady-Werken gebaut; ihre Hauptabmessungen sind in Fig. 422 bis 426 gegeben. Der Kessel gehört wie die Mehrzahl der Schenectady-Kessel der Straight-Type an. Die Feuerbüchse ist außerordentlich breit (1,906 m), die Rostfläche sehr groß (5,1 qm). Der Aschkasten ist, wie Fig. 423 zeigt, stark eingezogen, so daß es für eine gleichmäßige Luftzufuhr zu der Rostfläche erforderlich war, außer den Luftöffnungen in der Vorder- und Hinterwand des Aschkastens noch seitlich zwischen Bodenring und Aschkasten schmale Oeffnungen auf der ganzen Länge der Feuerbüchse anzubringen. Die Feuerbüchse ist vorn beiderseitig auf gußeisernen Böcken mit Gleitplatten gestützt und hinten mittels eines Blechträgers in der üblichen Weise aufgesetzt; sie ist auf allen Seiten vollständig mit einer Asbestzwischenlage und Blechplatten abgedeckt.

Der Langkessel ist durch zwei Blechträger auf dem Rahmen gestützt.

Der Rahmen ist aus Stahlguß hergestellt und, um das Sattelstück einbringen zu können, zweiteilig. Die Querversteifung ist mäßig.

Das Sattelstück nebst Zylindern und Gehäusen für die entlasteten Flachschieber bietet nichts Neues. Die Steuerung hat, gemessen von Mitte Exzenterstange bis Mitte Zylinder, eine Baulänge von nicht weniger als 4500 mm. Die außenliegende Schubstange ist 3400 mm lang, 57 mm stark und in dem Querträger für die Kreuzkopf-Geradführung einmal geführt; s. Fig. 422 und 425.

Fig. 422 bis 426. 4/5-gekuppelte Güter-

Fig. 422.

Fig. 426.

Das Triebwerk ist schwer, namentlich die Schubstangen. Die Gegengewichte in den Treibachsen sind demzufolge so groß, daß sie 92 mm aus der Radebene nach außen herausgebaut werden mußten, um sie überhaupt unterbringen zu können.

Die Schubstangen sind beiderseitig nachstellbar, die Kuppelstangen dagegen nur an der ersten und dritten Treibachse.

Die Treibräder haben 1575 mm Dmr., die Maschine ist also für größere Geschwindigkeiten als bei uns üblich gebaut.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ergibt sich aus Fig. 422. Danach sind die Laufachse und die

Von den vier Treibachsen haben die beiden mittleren keine Radflansche. Sämtliche Kurbel- und Kuppelstangenlager haben auf ihren Zapfen etwas seitlichen Spielraum.

Das Führerhaus ist geräumig, die Aussicht auf die Strecke leidlich gut.

Die Notkupplung zwischen Lokomotive und Tender besteht wie bei der Güterzuglokomotive der Delaware, Lackawanna and Western R. R. aus zwei Ketten.

28) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der New York Central and Hudson River R. R.

Diese Lokomotive ist ebenfalls von der American Locomotive Co. in den Schenectady-Werken gebaut. Sie ist unter

Fig. 427 bis 431. 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive

Fig. 427

Fig. 431.

beiden vorderen Treibachsen untereinander ausgeglichen und ebenso die beiden hinteren Treibachsen für sich; es ist also die übliche Lagerung auf sieben Punkten durchgeführt.

den ausgestellten Lokomotiven der Consolidation-Type die schwerste und leistungsfähigste.

Die Lokomotive hat große Zylinderabmessungen, somit eine große Zugkraft, und einen Kessel von 2073 mm Dmr. und 363 qm Heizfläche bei der stattlichen Zahl von 458 Siederöhren. Weniger glücklich ist das Verhältnis der indirekten zur direkten Heizfläche, das im vorliegenden Fall den

zuglokomotive der Erie R. R.

Fig. 423. Fig. 424 Fig. 425.

Die Feuerbüchse ist vorn an beiden Seiten mit Gleitplatten und Böcken in ähnlicher Weise auf dem Rahmen abgestützt wie bei der vorhergehenden Lokomotive.

Der Rahmen besteht aus Gußstahl und ist zweiteilig. Ausreichende Querversteifung ist vorhanden. Am vorderen Ende des Rahmens ist ein schweres Gußstück zur Aufnahme des vorderen Belastungspunktes des Deichseldrehgestelles und der Bufferbohle angesetzt, das zwecks ausreichender Steifigkeit mit dem Kessel durch die beiden üblichen Kesselstreben verbunden ist.

Das Sattelstück mit den Zylindern und den schräg über diesen angeordneten Rundschiebern zeigt die bei den Schenectady-Werken beliebte Anordnung. Die Steuerung ist schwer; die Schubstangen liegen in der hinteren Hälfte innerhalb des Rahmens und sind zwischen der ersten und zweiten Treibachse nach außen durchgeführt. Die Mängel der schrägliegenden inneren Schubstange sind früher schon erwähnt worden. Die Wellen der Zwischenhebel für die Schubstangen sind der Gewichtverminderung halber hohl.

Wert 20 sogar überschreitet. Bedingt wird die hohe Ziffer durch die Rostfläche, die über 5,1 qm bei 1,906 m Breite nicht mehr vergrößert werden konnte, ohne den Heizer zu sehr anzustrengen. Demgemäß ist auch das Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche mit dem Wert 71,2 ziemlich hoch. Die Verdampfungsziffer ist dagegen recht gut und der Gütefaktor des Entwurfes, d. h. das Gewicht für 1 qm Heizfläche, am günstigsten von allen ausgestellten Güterzuglokomotiven überhaupt. Die Lokomotive ist demnach in ihren Hauptabmessungen zweifellos vorzüglich gelungen. Wenn der Gütefaktor der Heizfläche etwas höher ausgefallen ist als bei einigen andern ausgestellten Güterzuglokomotiven, so liegt das an dem großen Treibraddurchmesser von 1600 mm, der eine höhere Geschwindigkeit der Lokomotive unter günstigen Bedingungen zulassen soll.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive ergeben sich aus Fig. 427 bis 431.

Der Kessel gehört der Straight-Type an; auf seine großen Abmessungen ist bereits hingewiesen. Die Kesselachse liegt 3900 mm über Schienenoberkante. Der Aschkasten ist auch hier stark eingezogen. Die Luft wird durch Oeffnungen in den vier Wänden des Aschkastens zugeführt, die mit Drahtgeflecht bedeckt sind. Die Rostfläche wird durch zwei kreisrunde Feuerlöcher beschickt. Die Stehbolzen sind angebohrt. Die Wände der Feuerbüchse sind bis in die Höhe der Plattform herunter mit Magnesia und Blechplatten bekleidet.

Das Triebwerk zeigt dieselben großen Abmessungen wie das der vorher besprochenen Maschine. Die Pleuelstangen haben an beiden Enden nachstellbare Lager, die Kuppelstangenköpfe sind sämtlich geschlossen und nicht nachstellbar.

Die Gegengewichte namentlich in der Antriebachse sind sehr schwer und in derselben Weise angeordnet wie bei der letztbesprochenen Maschine.

Alle vier Treibachsen sind mit Spurkränzen versehen. Die Stangenlager haben den nötigen seitlichen Spielraum.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ist die übliche (Fig. 427).

29) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Chesapeake and Ohio R. R.

Diese Lokomotive ist von der American Locomotive Co. in ihren Richmond-Werken gebaut. Ihre äußeren Abmessungen sind in Fig. 432 gegeben. Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an. Die Feuerbüchse ist noch breiter als die der beiden vorhergehenden Lokomotiven. Bemerkenswert ist, daß die Stehbolzen an denjenigen Stellen, die der ungünstigsten Beanspruchung ausgesetzt sind, beweglich sind. Dies bezieht sich namentlich auf den Anschluß der Stiefelknechtplatte an den Langkessel, die beiden seitlichen Nähte der Stiefelknechtplatte und die daran anschließenden Nähte der beiden Seitenbleche. Ueber den Wert dieser beweglichen Stehbolzen ist früher schon gesprochen worden.

Die Feuerbüchse hat einen Schamott-Feuerschirm, Fig. 433, der auf 4 von der hinteren Feuerbüchswand nach der hinteren Rohrwand reichenden Wasserröhren verlegt ist. Nur wenige der Ausstellungslokomotiven sind mit diesem Feuerschirm ausgerüstet. Zwecks Reinigung und Befestigung der Wasserröhren sitzt ihrer Mündung gegenüber in dem Feuerbüchsmantel je eine Luke.

der New York Central and Hudson River R. R

Fig. 428. Fig. 429. Fig. 430.

Fig. 432.

$^4/_5$-gekuppelte Güterzuglokomotive der Chesapeake and Ohio R. R.

Der Aschkasten ist naturgemäß sehr stark eingezogen. Außer mit einer vorderen und einer hinteren Aschklappe, die vom Führerstand aus bewegt werden können, ist er noch mit seitlichen, durch Drahtgitter verkleideten Oeffnungen versehen, um die Luft der großen und namentlich breiten Rostfläche gleichmäßig zuzuführen. Zur Entfernung der Asche dienen wagerechte Schieber im Boden der beiden Aschfalltrichter, die vom Führerstand aus bewegt werden.

Fig. 433. Schamott-Feuerschirm.

Der Rahmen besteht aus Gußstahl und ist zweiteilig. Die Querversteifung ist mangelhaft.

Das Sattelstück nebst Zylindern und Gehäuse für die Rundschieber bietet nichts Neues.

Der Steuerungsantrieb gleicht demjenigen der beiden vorhergehenden Lokomotiven.

Das Triebwerk ist schwer, besonders die Schubstange. Der Kreuzkopf ist auf der Kolbenstangenseite geschlossen und die Kolbenstange mittels Mutter und Gegenmutter angezogen, ähnlich wie bei der Güterzuglokomotive der Delaware, Lackawanna and Western R. R. (Nr. 22). Die Pleuelstange ist beiderseitig nachstellbar, die Kuppelstangen sind dagegen sämtlich geschlossen und nicht nachstellbar.

Von den vier Treibachsen ist die zweite ohne Spurkranz ausgeführt. Die Stangenlager der ersten, dritten und vierten Treibachse haben auf ihren Zapfen seitlichen Spielraum.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ergibt sich aus Fig. 432.

Als Notkupplung zwischen Lokomotive und Tender sind auch hier zwei Ketten vorgesehen.

Das Führerhaus ist geräumig. Von Vorteil ist die Anbringung zweier seitlicher Türen in der Vorderwand des Führerhauses, durch welche die an der Seite des Kessels

Fig. 434 bis 438. $^4/_5$-gekuppelte Güterzuglokomotive

Fig. 434.

entlang führende Plattform sicher betreten werden kann, zumal die beiden Türen nicht, wie bei uns so häufig, durch Apparate verbaut sind.

30) 4/5-gekuppelte Güterzuglokomotive der Norfolk and Western R. R.

Diese von den Baldwin Locomotive Works erbaute Lokomotive ist insofern bemerkenswert, als sie die einzige nicht allein unter den Güterzuglokomotiven, sondern auch unter den Ausstellungslokomotiven überhaupt ist, die mit Zweizylinder-Verbundmaschine ausgerüstet ist.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind in Fig. 434 bis 438 gegeben.

Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an und liegt verhältnismäßig tief. Die Kesselbauart bietet nichts Neues, erwähnenswert ist nur, daß Decke und Rückwand des Feuerbüchsmantels keine Neigung haben und auch die Decke der inneren Feuerkiste nur mäßig nach vorn aufsteigt.

Infolge der tiefen Lage des Kessels mußte die Feuerbüchse, wie Fig. 438 zeigt, in ihrem unteren Teil seitlich stark eingezogen werden, um sie zwischen den hintersten Treibrädern lagern zu können. Die Seitenwände der Feuerbüchse sind demnach stark gekrümmt. Trotzdem bestehen Decke und Seitenwände der inneren Feuerbüchse aus einem Stück, diejenigen des Feuerbüchsmantels dagegen aus drei Blechen. Um bei der geringen Breite der Feuerkiste genügende Rostfläche zu erzielen, hat man ihr eine Länge von 3,07 m gegeben. Infolge der Höhe der inneren Feuerkiste wird die direkte Heizfläche groß und das Verhältnis der direkten zur indirekten Heizfläche recht günstig.

Der Aschkasten ist gut ausgebildet und vorn und hinten mit Aschklappen versehen, die vom Führerstand aus bewegt werden können.

Die Feuerkiste ist vorn durch Querträger und Stützblech, Fig. 438, hinten durch zwei seitliche Auflagerplatten unterstützt. Außerdem ruht sie, entsprechend ihrer Länge, in der Mitte noch zu beiden Seiten auf Auflagerplatten. Gegen seitliche Bewegungen ist sie zu beiden Seiten durch je zwei Gleitplatten geschützt, die an den Seitenwänden angeschraubt sind und das obere Barrenstück des Rahmens umfassen; s. Fig. 434 und 438.

Der Rahmen ist aus Stahlguß hergestellt. Mit Rücksicht auf die großen Abmessungen, die das Sattelstück infolge des gewaltigen Durchmessers des Niederdruckzylinders erhält, mußte der vordere Teil des Rahmens aus drei Barrenstücken zusammengesetzt werden; vergl. auch Fig. 439 und 440. Das obere und das untere Barrenstück liegen in derselben senkrechten Ebene und bilden Verlängerungen des Hauptrahmens, während das mittlere Barrenstück infolge des großen Durchmessers des Niederdruckzylinders nach innen gerückt werden mußte. Das untere Barrenstück schließt mit der Stirnwand des Sattelstückes ab, während das obere und das mittlere bis zur Bufferbohle verlaufen. Das mittlere Barrenstück schließt mit der rückwärtigen Wand des Gußstückes ab, dient also lediglich dazu, die nötige Versteifung zwischen Bufferbohle und Hauptrahmen herzustellen. Diese Versteifung wäre bei Durchführung des oberen und des unteren Barrenstückes nicht zu erreichen gewesen, da für diese Konstruktion namentlich das untere Barrenstück zu stark hätte gebrochen werden müssen. Die gewählte Ausführung hat mit Rücksicht auf das sehr schwere Sattelstück den Vorteil großer Steifigkeit vor der früher üblichen Konstruktion des vorderen Rahmenendes als einteiligen Barrenstückes voraus.

Fig. 439 und 440.

Das Sattelstück nebst Zylindern und Schiebergehäusen ist in der üblichen Weise zweiteilig hergestellt, mit senkrechter Trennungsfuge in der Mitte. Es ist nebst dem Hochdruckzylinder in seinen Einzelheiten durch Fig. 441 bis 443, nebst dem Niederdruckzylinder durch Fig. 444 bis 446 wiedergegeben.

Bemerkenswert ist, daß, obwohl die Zylinderachsen um 76,2 mm über dem Mittelpunkt der Treibachse liegen, von einer Schräglagerung der Zylinder Abstand genommen ist, da infolge der großen Schubstangenlänge die Fehler in der Dampfverteilung gering werden.

Beide Zylinder werden durch entlastete Flachschieber der Baldwinschen Bauart gesteuert.

Um die beiden Zylinder je nach Bedürfnis in ihrer Wirkung parallel oder hintereinander schalten zu können, ist in das Gußstück für den Hochdruckzylinder ein Wechselventil nebst Reduktionsventil eingebaut. Die Anordnung des Gehäuses für die beiden Ventile ergibt sich aus Fig. 443.

der Norfolk and Western R. R.

Fig. 438.

Fig. 435.

Fig. 436.

Fig. 437.

Die Ausführung und Wirkungsweise der Ventile selbst zeigen Fig. 447 bis 449. In der normalen Stellung der Ventile arbeitet die Lokomotive als Zwillingslokomotive, während zur Verbundwirkung das Oeffnen eines Hülfsventiles im Führerhaus erforderlich ist.

Das Wechselventil, Fig. 447, hat einen Doppelkolben, der in einer Richtung durch eine Spiralfeder und in der andern Richtung durch den Dampfdruck bewegt wird. Die Tätigkeit des Wechselventiles besteht darin, je nach Belieben des Führers den Abdampf des Hochdruckzylinders entweder bei Zwillingswirkung in die freie Luft entweichen oder bei Verbundwirkung in den Aufnehmer übertreten zu lassen.

Fig. 441 bis 443. Sattelstück nebst

Fig. 441.

Fig. 442.

Fig. 444 bis 446.

Sattelstück nebst Niederdruckzylinder.

Das Reduktionsventil, Fig. 449, wird in ähnlicher Weise wie das Wechselventil in einer Richtung durch eine Spiralfeder und in der andern Richtung durch den Dampfdruck bewegt. Die Aufgabe dieses Ventiles besteht darin, in normaler Stellung Frischdampf von verminderter Spannung in den Aufnehmer einzuführen, während es sich bei Verbundwirkung selbsttätig schließt. Eine weitere Aufgabe des Reduktionsventiles besteht darin, den Dampfdruck im Aufnehmer so zu regeln, daß die Arbeitsdrücke im Hoch- und Niederdruckzylinder annähernd gleich sind.

Der für die Einstellung des Wechselventiles sowohl wie des Reduktionsventiles erforderliche Dampf wird durch die Dampfrohre D vom Hülfsventil im Führerhaus geliefert.

Beim Arbeiten der Dampfzylinder mit Zwillingswirkung, d. h. bei Absperrung des Dampfes im Hülfsventil, wird das Reduktionsventil selbsttätig durch den Dampfdruck im Aufnehmerrohr eingestellt. Zu diesem Zweck ist der Kanal E vorgesehen, welcher den Aufnehmer mit der hinteren Kolbenfläche des Reduktionsventiles verbindet. In dem Maße, wie der Druck wächst, überwiegt der Dampfdruck auf die größere Kolbenfläche des Ventiles gegenüber dem auf die kleinere Kolbenfläche und der Federkraft und bewegt das Reduktionsventil nach vorwärts. Dadurch wird der Ueberströmquer

Hochdruckzylinder.

Fig. 443.

schnitt H nach dem Aufnehmer verkleinert und ein übermäßiger Dampfdruck im Niederdruckzylinder vermindert. Kleine Ventile F und G sind zwischen dem Dampfrohr D einerseits und dem Verbindungskanal E zwischen Aufnehmer und Rückseite des Reduktionsventiles anderseits eingebaut; das Ventil G soll das Uebertreten von Dampf aus dem Aufnehmer nach dem Dampfrohr D verhindern, wenn die Dampfmaschine mit Zwillingswirkung arbeitet, und das Ventil F soll den Weg vom Dampfrohr D nach dem Aufnehmer absperren, wenn die Maschine unter Verbundwirkung arbeitet.

Normal befindet sich der Hebel des Hülfsventiles im Führerhaus in der Stellung »Zwilling«. In dieser Stellung tritt kein Dampf in die Röhren D, und kein Druck wird auf das Wechsel- und Reduktionsventil entgegen der Federkraft ausgeübt. Die Stellung der beiden Ventile in diesem Fall ist durch Fig. 447 wiedergegeben. Die Kanäle des Wechselventiles sind weit geöffnet und führen den Abdampf aus dem Hochdruckzylinder unmittelbar nach dem Blasrohr. Das Reduktionsventil ist offen und läßt den Frischdampf durch den Kanal H nach dem Aufnehmer und von da nach dem Niederdruckzylinder übertreten. Der Aufnehmerdruck wird durch die selbsttätige Wirkung des Reduktionsventiles geregelt.

In der Verbundstellung, Fig 448, des Hülfsventilhebels strömt Frischdampf nach den Röhren D und von da nach den Ventilkammern W und C' und bringt die beiden Ventile in die Stellung der Figur 448. Der Abdampf aus dem Hochdruckzylinder strömt jetzt nach dem Aufnehmer, und der Zutritt von Frischdampf in den Aufnehmer ist dadurch abgesperrt, daß der Kanal H geschlossen ist.

Fig. 447. Zwillingswirkung.

Fig. 448. Verbundwirkung.

Fig. 449.

Beide Ventile sind als Kolbenschieber mit Dichtungsringen ausgeführt. Infolgedessen sind sie leicht beweglich, und es wird gleichzeitig das lästige Hämmern vermieden, das den in Amerika sonst allgemein üblichen selbsttätigen Schnüffelventilen für die Anfahrvorrichtung eigen ist.

Der Schieber wird von der dritten Kuppelachse aus, die gleichzeitig Treibachse ist, durch die Stephenson-Steuerung angetrieben. Die Bewegung des Kulissensteines wird durch einen Doppelhebel auf eine außen liegende, ungewöhnlich lange Schieberstange übertragen. Auch hier sind sämtliche Aufhängestangen wegen mangelnden Raumes sehr kurz, ihr Einfluß auf die Steuerung daher erheblich.

Das Triebwerk, namentlich die langen Schubstangen, ist sehr schwer. Die schwere Kolbenstange des Niederdruckzylinders ist auf der Vorderseite noch einmal in einer Hülse geführt, die mit ihrem vorderen Ende an der Bufferbohle befestigt ist.

Die Räder der zweiten Treibachse haben keine Spurkränze. Zwecks Einstellung in den Kurven haben ferner sämtliche Stangenlager geringen seitlichen Spielraum auf den Kurbelzapfen.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ergibt sich aus Fig. 450. Die Laufachse sowie die beiden vorderen Treibachsen sind untereinander durch Ausgleichhebel

Fig. 450.

Tragfedern und Ausgleichhebel.

verbunden und ebenso die beiden hinteren Treibachsen. Da die festen Auflagerpunkte für die Federn der zweiten und der dritten Treibachse genau senkrecht übereinander, und zwar in kurzem Abstand voneinander, liegen, so ist die Lokomotive praktisch in nur fünf Punkten gestützt.

Der Raum im Führerhaus ist sehr beschränkt, da seine Hinterwand nur um ein Geringes über die Feuerbüchsrückwand hinausreicht. Demzufolge sind der Führer- und der Heizerstand zu beiden Seiten der Feuerbüchse angeordnet und liegen erheblich höher als die Feuerungsplattform, die sich auf dem vorderen Teil des Tenders befindet. Von der Feuerungsplattform führen zwei Tritte zum Führer- und zum Heizerstand hinauf. Sämtliche Armaturteile befinden sich auf der Kesselseite neben dem Führerstand. Für den Heizer sind an der Rückwand der Feuerbüchse ein zweites Manometer und drei Probierhähne angeordnet, deren Mündungen jedoch so tief in den Ablauftrichter hineinreichen, daß der Heizer sich von dem Wasserstand gar nicht überzeugen kann.

(Fortsetzung folgt.)

Würzburger und Hamburger Normen.

Die soeben bei Boysen & Maasch in Hamburg erschienene neunte Auflage der Würzburger und Hamburger Normen[1]) für das Material und den Bau von Dampfkesseln stimmt mit den Vorschriften für Lieferung von Eisen und Stahl, aufgestellt vom Verein deutscher Eisenhüttenleute (Ausgabe 1901), gut überein; in verschiedenen wesentlichen Punkten unterscheiden sich beide auch kaum von den betreffenden Forderungen der preußischen und der übrigen deutschen Eisenbahnen. In erster Linie ist für alles Kesselblech in allen drei Vorschriften eine Mindestfestigkeit von 34 kg/qmm festgesetzt; eine Höchstfestigkeit von 40 kg verlangen die Würzburger Normen und die Hüttenleute, während die Eisenbahnen 41 kg angeben. Die Würzburger Normen und die Hüttenleute lassen allerdings noch eine härtere Mantelblechqualität zu, deren Verwendung aber durch andre Vorschriften stark beschränkt ist, und die praktisch genommen nur für die Mäntel der Schiffskessel angewendet werden darf.

Die Würzburger Normen sagen unter:

V. Bezeichnung der Bleche. (Seite 18 Absatz 4)

»Aus Mantelblech dürfen nur solche Teile des Kessel»mantels gefertigt werden, welche mit den Feuergasen nicht »in Berührung kommen.«

Die Eisenhüttenleute sagen unter:

C) Bleche. (Seite 25 Absatz 4b)

»Das Mantelblech darf nur für die zylindrischen Mäntel »der Schiffskessel verwendet werden, ratsam ist es aber, auch »diese Teile aus Feuerblech herzustellen.«

In der Praxis decken sich beide Vorschriften vollkommen. Nach dem Wortlaut gestatten die Würzburger Normen die Herstellung von Lokomotiv- und Lokomobil-Langkesseln aus Mantelblech; ferner ist es zulässig, nicht geheizte Oberkessel der Wasserrohrkessel aus demselben Material zu machen. Unsre großen deutschen Eisenbahnen benutzen, wie bereits erwähnt, schon seit Jahren nur das weiche Feuerblech und werden nach ihren langjährigen Erfahrungen auch wohl nicht davon abgehen. Denselben Standpunkt werden unsre maßgebenden Lokomobilfabrikanten einnehmen, die auch schon lange nur Feuerblech verwenden. Ganz ähnlich werden die Hersteller von Wasserrohrkesseln handeln, von denen nur einige wenige Firmen Oberkessel ohne Heizung bauen. Die bedeutendste dieser Firmen baut je nach Wunsch geheizte und ungeheizte Oberkessel, wird also, um einige Millimeter Blechdicke zu sparen, ihre Fabrikate nicht einer solchen Beschränkung unterwerfen.

Die Würzburger Normen führen dann ferner noch eine Neuerung ein bei:

IV. Abnahme der Materialien. (Seite 17 Absatz 25)

»Bei Blechen über 4,5 m Länge und gleichzeitig 1,5 m »Breite und darüber sind, soweit sie zur Prüfung ausgewählt »sind, zwei Zerreißproben zu machen, und zwar ist eine »Längsprobe vom Fußende des Bleches und eine Querprobe »in der Mitte der entgegengesetzten schmalen Seite zu ent»nehmen.«

Dieser Verschärfung folgend lautet Punkt VI:

VI. Anforderungen. (Seite 18 Absatz 1)

A) Bleche.

»Der Unterschied zwischen Mindest- und Höchstfestigkeit »der Bleche darf bei einem einzelnen Blech sowie bei Blechen »gleicher Qualität innerhalb einer Lieferung

»bis 5 m	Länge	höchstens	6	kg/qmm
»über 5 bis 10 »	»	»	7	»
» » 10 »	»	»	8	»

»betragen, jedoch nur innerhalb der für Feuerblech und »Mantelblech festgesetzten Zugfestigkeitsgrenzen.«

Dem Sinne nach ist anzunehmen, daß, wenn dieses Spiel von 7 und 8 kg in Betracht kommt, die Höchstfestigkeit von 40 auf 41 und 42 kg steigt, nicht aber die Mindestfestigkeit von 34 auf 33 und 32 kg herabsinkt. Ausdrücklich gesagt ist es nicht, da es wohl selbstverständlich erschien.

Die Würzburger Normen gestatten dann noch ausdrücklich die Verwendung von Birnen- und Thomaseisen; allerdings verlangt man dabei eine Prüfung sämtlicher Bleche. Die Eisenhüttenleute geben über Herdofen- und Birnenmaterial gar keine Bestimmung; die Eisenbahnen verlangen Ofenmaterial. Ob in Deutschland infolge der Würzburger Normen nun der Gebrauch von Birneneisen zu Kesselzwecken wachsen wird, muß die Zukunft lehren. Bei den Unterhandlungen, die den Vorschriften vorhergingen, zeigte sich, daß alle großen Verbraucher und Hersteller aus dem Deutschen Reiche durchaus nicht gewillt waren, das Ofenmaterial zu verlassen; eine Ausnahme machten nur diejenigen aus Oesterreich.

Uebereinstimmend setzen alle drei Parteien ferner fest, daß die Mindestdehnung 25 vH betragen und die Summe aus Festigkeit und Dehnung, die sogenannte Gütezahl, 62 erreichen soll.

In den Ansprüchen an das Mantelblech, das, wie eben nachgewiesen, nur für Schiffskesselmäntel benutzt wird, gehen die Forderungen nicht so denselben Weg wie beim Feuerblech; es soll auf diese Unterschiede aber nicht weiter eingegangen werden, da sie ohne Bedeutung sind. Praktisch maßgebend für Schiffskessel ist nämlich weder die eine noch die andre Vorschrift, sondern maßgebend hierfür sind die Klassifikationsgesellschaften, und hiervon besondors, wegen seiner internationalen Bedeutung und seines großen Einflusses, der Englische Lloyd. Dies gilt nicht allein für die Schiffsmaterialien, die Deutschland nach dem Ausland liefert, sondern ebensogut für die in Deutschland aus deutschem Stahl gebauten Schiffe. Im übrigen ist der Verbrauch der Schiffswerften in Deutschland an Erzeugnissen der Eisenindustrie beim Kesselbau viel geringer als bei andern Eisen- und Stahlwaren. Er beträgt für den Handelschiffbau etwa 6 vH, für den Kriegschiffbau 1 vH des gesamten deutschen Verbrauches an Kesselblech. Von dem Rest von 93 vH gehen

[1]) s. Z. 1905 S. 1571.

an die Lokomotivfabriken etwa 7 vH, und 86 vH benutzt der Landkesselbau.

Die Hamburger Normen für die Berechnung des Materials neuer Dampfkessel enthalten eine neue Bestimmung, die von einschneidender Wirkung für alle Interessenten ist, allerdings aber auch nur von dem Landkesselbau gebraucht werden wird.

Unter

VII. Berechnung der Blechdicken zylindrischer Dampfkesselwandungen mit innerem Ueberdruck

heißt es auf Seite 9, Absatz 1:

»*K*, die Zugfestigkeit des zu dem Mantel verwendeten »Bleches, und zwar ist zu setzen
»bei Flußeisen-Feuerblech $K = 36$ kg/qmm,
»bei Flußeisen-Mantelblech für *K* die von dem Erbauer an»zugebende Mindestfestigkeit, . . .«

Wie eben nachgewiesen, soll beim Kesselbau nur Material von 34 bis 40 kg verwandt werden; die Hamburger Normen bestimmen nun, daß dieses Material mit einer Festigkeit von 36 kg in die Rechnung gesetzt werde. Haben also die Proben 34 oder 39 kg ergeben, so wird doch mit 36 kg gerechnet, was bisher nicht der Fall war, sondern im Gegenteil: die Walzwerke erhielten oft Aufträge mit der Angabe: Festigkeit 34 bis 40 kg, aber möglichst nicht unter 38 kg, da diese Zahl der Berechnung zugrunde gelegt ist. Es blieb ihnen und ihren Arbeitern an der Probiermaschine überlassen, wie weit sie solchen Wünschen Rechnung tragen wollten und konnten. Der Kesselerbauer pries den Lieferanten als den leistungsfähigsten, dessen Probezettel, amtlich oder nicht amtlich, seinen Wünschen am besten entsprach. Nun ist es in den Fachkreisen längst kein Geheimnis, daß Zerreißmaschinen nicht mit der Genauigkeit arbeiten, wie sie bei solchen Unterschieden von 2 bis 3 kg nötig ist. Es wird deshalb auch von allen Seiten den Männern, die die Würzburger und Hamburger Normen in ihrer jetzigen Form geschaffen haben, viel Dank entgegengebracht, daß sie diesen unhaltbaren Zuständen durch die Festlegung von 36 kg ein Ende gemacht haben. Rücksichten auf die großen Schiffsklassifikationsgesellschaften haben es verhindert, für Mantelblech dasselbe zu tun, sondern bewirkt, daß die vorliegende Form gewählt wurde.

Wie schon früher, hat man auch die Art der Proben nicht unnötig mannigfaltig gemacht: Schliffproben, Proben bei niederer Temperatur und bei Blauwärme, sowie Schlagproben usw. sind nicht vorgesehen; denn sie haben noch nicht eine solche Einfachheit erreicht, daß man sie dem Werkmeister der Hüttenwerke bei der Abnahmearbeit in die Hand geben kann. Sollte die nie rastende technische Wissenschaft im Laufe der Zeit in dieser Richtung Neues schaffen, so wird man auch die Normen entsprechend ändern. Es ist dies ja im weitesten Maße bisher geschehen: das Jahr 1880 sah die ersten Würzburger Normen, das Jahr 1905 schon die neunte Auflage; starres Festhalten an einmal gefaßten Ansichten kann man den Kreisen, die die Würzburger Normen geschaffen haben und weiter schaffen werden, jedenfalls nicht vorwerfen.

O. Knaudt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 9. Mai 1905.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 13. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Meng. Schriftführer: Hr. Schiemann.
Anwesend 76 Mitglieder und 12 Gäste.

Bei Eintritt in die Tagesordnung macht der Vorsitzende Mitteilung vom Ableben des Mitgliedes Hrn. Paschke in Freiberg, dessen reges Interesse für den Verein er hervorhebt. Das Andenken des Verstorbenen ehrt die Versammlung durch Erheben von den Plätzen.

Darauf spricht Hr. Pieschel über den amerikanischen Maschinenbau.

Der Vortragende streift am Anfang seines zweiten Vortrages, der eine Fortsetzung des am 9. März gehaltenen ersten Vortrages bildet[1]), zunächst die produktive Macht der Vereinigten Staaten und führt an, daß dieses von der Natur so reich bedachte Land bereits heute 33 vH Steinkohle, 36 vH Eisenerz, 40 vH Roheisen, 45 vH Stahl, 55 vH Kupfer, 35 vH Blei, 33 vH Quecksilber, 31 vH Gold und 33 vH Silber der gesamten Weltproduktion erzeugt. Er weist ferner auf die bedeutende Entwicklung der Maschinen für Bergbau, Hüttenwesen und Landwirtschaft hin, auf das riesige Eisenbahnnetz und seine Bedürfnisse an rollendem Gut, auf die Förderung des Aufzugbaues durch die hohen Geschäftshäuser und Hotels, auf den Umfang der elektrotechnischen Unternehmungen und auf die erreichte Vollendung im Bau von Werkzeug- und Spezialmaschinen. An Hand von Lichtbildern geht er auf eine große Zahl von Maschinen in Einzelbesprechungen ein.

Er beendet seinen zweistündigen Vortrag mit dem Wunsche, daß namentlich die Erzeugnisse des amerikanischen Werkzeugmaschinenbaues uns anspornen sollten, diesem für Deutschland so wichtigen Industriezweig ständige Aufmerksamkeit zu schenken. Dies könnte dadurch geschehen, daß die technischen Hochschulen große Werkzeugmaschinen-Laboratorien mit praktischen Arbeitskursen einführten, und daß ferner Werkmeisterschulen ausschließlich für Werkzeug-, Werkzeugmaschinen- und Transmissionsbau eingerichtet würden.

Im weiteren Verlauf der Sitzung werden geschäftliche Angelegenheiten besprochen, insbesondre die Frage des Umbaues des Vereinshauses, die auf der Tagesordnung der 46. Hauptversammlung steht.

[1]) Z. 1905 S. 1211.

Eingegangen 10. Mai 1905.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 12. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Deeg. Schriftführer: Hr. Neumann.
Anwesend 114 Mitglieder und 43 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt vor Eintritt in die Tagesordnung der verstorbenen Mitglieder Oskar Weese, Zivilingenieur in Köln, und Leon Thelen, Ingenieur in Königswinter, sowie des Ehrenmitgliedes Direktor Thometzek in Bonn mit folgenden Worten:

»Am 22. März verstarb in Köln unser verehrtes Mitglied, Hr. Zivilingenieur Oskar Weese, der aus der Vollkraft des Lebens durch ein tückisches Leiden hinweggerafft wurde.

Oskar Weese, im Jahre 1865 in Danzig geboren, studierte nach Absolvierung des Gymnasiums an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg, genoß seine praktische Ausbildung auf dem Jacobi-Werk in Meißen, bei R. Wolf in Buckau-Magdeburg und bei Ph. Swiderski in Leipzig und war dann als Ingenieur bei Haniel & Lueg tätig, bis er sich im Jahre 1892 als Zivilingenieur in Köln niederließ. Hier entfaltete er eine erfolgreiche Tätigkeit auf dem Gebiete moderner Aufzugmaschinen als Vertreter der Firma Carl Flohr in Berlin, sowie in Zentralheizungsanlagen. Auch war er vielfach als gerichtlicher Sachverständiger tätig.

Während der ganzen Zeit seines Hierseins war er ein eifriges Mitglied unsres Vereines und stellte seine gediegenen Kenntnisse sowohl in Vorträgen als auch durch eifrige Tätigkeit im Vorstand und in Kommissionssitzungen jederzeit gern in dessen Dienste.

Das große Interesse, das er dem Kölner Bezirksverein entgegenbrachte, sichert ihm in Verbindung mit seinem liebenswürdigen, offenen Charakter ein dauerndes Andenken in unserem Kreise.

Leonhard Thelen starb am 28. März auf seiner Villa in Königswinter nach längerem, schwerem Leiden. Der Verstorbene hat sich während seines Hierseins mit größtem Interesse den Bestrebungen unsres Vereins gewidmet, in den Jahren 1892 und 1893 als Vorsitzender die Geschäfte des Kölner Bezirksvereines mit seltenem Geschick geleitet, wie auch durch seine persönliche Einwirkung sehr viel zum engeren Zusammenschluß der Kölner Ingenieure beigetragen.

Thelen wurde im Jahre 1837 in Düren geboren, besuchte nach Absolvierung des Gymnasiums die Gewerbeschule in Aachen, war dann ein Jahr auf der Lendersdorfer Hütte praktisch tätig, diente als Einjähriger bei der Festungsartillerie

in Köln und vollendete hierauf in den Jahren 1859 bis 1862 seine technischen Studien in Berlin und Zürich. Nach kurzer Tätigkeit bei den Schweizer Bahnen in Rorschach ging er nach Italien, wo er zwei Jahre in der Maschinenfabrik von Engelmann in Mailand als Ingenieur beschäftigt war. Im Jahre 1865 wurde er Teilhaber der Firma Thelen & Weydemeyer in Nordhausen, die sich hauptsächlich mit Bedarfsartikeln für Eisenbahnbau beschäftigte. Nach Umwandlung der Firma in die Harzer Aktiengesellschaft für Eisenbahnbedarf, Hartguß und Brückenbau war er als deren Direktor tätig, bis er sich im Jahre 1893 ins Privatleben zurückzog, um im geliebten Rheinland seinen Lebensabend zu genießen, den er nun auf seinem schönen Landsitz am Fuße des Drachenfelsen beschließen mußte.

Franz Thometzek [1]) wurde im Jahre 1827 zu Coschentin in Oberschlesien geboren, erreichte also ein Alter von fast 78 Jahren.

Ueber 20 Jahre bis zum Jahre 1873 als Maschineningenieur auf der Grube des Grafen Schaffgotsch in Oberschlesien tätig, verlegte er in diesem Jahre seinen Wohnsitz an den Rhein, um in die Direktion der Rheinischen Wasserwerks-Gesellschaft einzutreten. In dieser Stellung verblieb er bis zum 1. Januar 1901, von welchem Zeitpunkt an er aus besonderm Vertrauen und in Hinsicht auf seine reichen Erfahrungen und vielseitigen Kenntnisse in den Aufsichtsrat dieser Gesellschaft gewählt wurde.

Dem Kölner Bezirksverein gehörte der Verstorbene über 30 Jahre nicht nur als Mitglied an, sondern er bekleidete auch vorübergehend das Amt des Vorsitzenden. In Anbetracht seiner Verdienste um den Verein wurde er anläßlich seines silbernen Dienstjubiläums bei der Rheinischen Wasserwerks Gesellschaft zum Ehrenmitglied des Bezirksvereines ernannt.

Die herzliche Leutseligkeit, Opferwilligkeit und das große Interesse, welches der Dahingeschiedene dem Verein stets entgegengebracht hat, werden ihm bei allen Migliedern ein dankbares Andenken bewahren.«

Zu Ehren der Verstorbenen erhebt sich die Versammlung von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Stein über den Gasmotor im Dienst der Schiffahrt. Der Vortrag wird an besondrer Stelle veröffentlicht werden.

Hr. Schott läßt sich über den Betrieb der Gasmotorenboote auf Kanälen aus; er hält den Gasmotor für diese Zwecke für sehr geeignet; die Strömung fehlt, die Fahrzeuge haben nur begrenzte Größe, ihre Geschwindigkeit muß gering sein; daher ist die nötige Maschinenkraft nicht sehr groß und läßt sich gut mit Verbrennungskraftmaschinen erzeugen. Die Betriebsweise hat für Kanäle den Vorzug, daß man vom Schleppbetrieb abkommt; man kann die Schiffe so groß bauen, wie sie in der Schleuse Platz haben, und nutzt dadurch die Schleuse ganz aus. Die Schleusenverhältnisse z. B. beim Emskanal sind derart, daß man einen Kahn von nahezu 1000 t unterbringen kann, wenn man ihn so baut, daß er die Schleuse füllt, wie dies auch in den Saarkanälen der Fall ist. Auf den französischen Kanälen haben die Schiffe dieselbe Breite wie die Schleuse; man kommt dadurch zu einer sehr großen Ladefähigkeit. Will man auch beim Schleppbetrieb so große Kähne befördern, so muß zuerst abgekoppelt werden und jeder Kahn einzeln durchfahren. Beim Betriebe mit Verbrennungskraftmaschinen braucht man sehr wenig Raum für die Maschine und den Brennstoff, man kann also das Schiff ganz für Ladung ausnutzen und hat noch den Vorteil, daß man die Maschine vom Führerstand aus steuern kann. Es werden demnach die Bedienungskosten sehr klein, da man Mannschaften sparen kann.

Hr. Schultz gibt die Verwendbarkeit der Petroleum- und Sauggasmaschinen für Kanalboote zu, doch nicht für Schleppboote. Der Petroleummotor werde bisher in zu kleinen Größen ausgeführt, so daß z. B. bei Schleppern auf dem Rheine von solcher Betriebsart keine Rede sein könne.

Hr. Stein gibt zu, bisher an große Schlepper mit Gasmotorenbetrieb noch nicht herangetreten zu sein, doch behält er sich dies noch für die Zukunft vor; er selbst habe zu einer langsamen Entwicklung auf Grund gesammelter Erfahrungen geraten.

Im weiteren Verlauf der Sitzung werden mehrere Gegenstände beraten, die auf der Tagesordnung der 46. Hauptversammlung stehen.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 761.

Eingegangen 11. Mai 1905.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 14. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Veith. Schriftführer: Hr. Bohnstedt.

Anwesend 28 Mitglieder und 7 Gäste.

Hr. Bohnenberger spricht über die Kraftübertragungsanlage Rastorf-Kiel des Ingenieurs Bernhard Howaldt.

Der Vortragende führt zunächst aus, daß bereits vor 14 Jahren die Firmen Siemens & Halske-Berlin und Lahmeyer & Co.-Frankfurt a/M. der Ausnutzung der Wasserkraft der Schwentine zur Errichtung eines Ueberland Kraftwerkes nähergetreten seien. Der Entwurf der Firma Lahmeyer lag auch in allen Einzelheiten bei der Ausschreibung zur Errichtung eines städtischen Elektrizitätswerkes in Kiel vor, doch trat die Stadt Kiel der Ausführung dieses Entwurfes nicht näher, weil bei Störungen in diesem Kraftwerk keine Reserve vorhanden gewesen wäre. Heute haben sich die Verhältnisse bedeutend günstiger gestellt, da bei etwaiger Minderleistung der Kraftübertragung des Hrn. Howaldt das städtische Dampfkraftwerk zur Deckung einspringen kann. Howaldt stellte mit geringen Umbauten der früheren Wasserkraftanlage der Rastorfer Mühle eine neue Kraftanlage mit besonderm Ober- und Unterwasserkanal und nutzbarem Wassergefälle von 5,5 m her. Dieses Gefälle stellt bis auf ungefähr 20 vH den Niveauunterschied zwischen dem Schwentine-Wasserspiegel am Eingang in das Gebiet des Hrn. Howaldt und an der Ottendorfer Mühle dar. Im ersten Drittel dieser Strecke wurde die Kraftanlage errichtet. Als mittlere verfügbare Jahreswassermenge hat man 10 cbm/sk angenommen. Die Ausführung der Wasserkraftanlage wurde den Siemens-Schuckert-Werken in Berlin übertragen. Als Antriebmaschinen dienen 2 Doppel-Reaktionsturbinen von Escher, Wyß & Co., Zürich, von je 330 PS Leistung, die unmittelbar mit je einer Drehstrom-Primärmaschine von 245 KW bei 48 Perioden, 180 Uml./min und 5500 V verketteter Dreiphasenspannung gekuppelt sind. Auf der Welle ist zugleich die Erregermaschine befestigt. Die Kraft wird nach Kiel mittels unterirdischen Kabels auf eine Entfernung von 10,3 km übertragen, und zwar kommt eisenbandarmiertes, asphaltiertes, dreifach verseiltes Hochspannungskabel von 3×50 qmm Querschnitt für eine Spannung von 600 V zur Verwendung. Die Umformerstation, welche in einem besondern Gebäude auf dem Grundstück des städtischen Kraftwerkes in Kiel errichtet ist, besteht aus zwei Sätzen mit je einem Drehstrom-Synchronmotor von 272 PS, 5500 V und 480 Uml./min, einer Gleichstrom-Nebenschlußdynamo von 182 KW bei 440 bis 500 V und einer Erregermaschine von 3,7 KW bei 45 V; sämtliche Maschinen sind auf einer Welle montiert.

An den Vortrag schließt sich eine kurze Erörterung über den sehr hohen Preis von 60 Pfg, welchen die Stadt Kiel für die Kilowattstunde festgesetzt hat, während andre Städte, z. B. Dortmund, bis auf 9 Pfg herabgegangen sind. Bei einem geringeren Preis würde die Zahl der Verbraucher erheblich steigen und die Stadt sich besser stehen.

Es werden alsdann geschäftliche Angelegenheiten besprochen, insbesondre einige Vorlagen zur 46. Hauptversammlung der Beratung unterzogen.

Eingegangen 11. Mai 1905.

Thüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. Januar 1905.

Vorsitzender: Hr. Nachtweh. Schriftführer: Hr. Meyer.

Anwesend 35 Mitglieder und 18 Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Nachtweh über seine Reise nach St. Louis, wobei er abgesehen von der Weltausstellung die Eindrücke schildert, die er bei seiner Reise durch die Vereinigten Staaten und durch Kanada von den Städten und ihren technischen Einrichtungen sowie auch von einigen amerikanischen Unterrichtsanstalten empfangen hat.

Sitzung vom 14. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Nachtweh. Schriftführer: Hr. Meyer.

Anwesend 32 Mitglieder und 8 Gäste.

Nachdem die Rechnung des abgelaufenen Jahres vorgelegt und genehmigt ist und einige innere Angelegenheiten des Bezirksvereines erörtert worden sind, spricht Hr. K. Heilmann aus Magdeburg (Gast) über die Heißdampflokomobile von R. Wolf.

Bücherschau.

Die Entwicklung des Niederrheinisch-Westfälischen Steinkohlenbergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Herausgegeben vom Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund in Gemeinschaft mit der Westfälischen Berggewerkschaftskasse und dem Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikat.

Band VIII: Aufbereitung, Kokerei, Gewinnung der Nebenprodukte, Brikettfabrikation, Ziegeleibetrieb. 711 S. mit 337 Textfiguren und 19 Tafeln. Berlin 1905, Julius Springer. Preis des Gesamtwerkes 160 M.

Das groß angelegte Werk[1]) behandelt in dem ersten, von Professor Sommer in Bochum geschriebenen Abschnitt dieses Bandes die Aufbereitung der Steinkohlen. Nach kurzer geschichtlicher Einleitung und einigen statistischen Angaben über Absatz, Versand und Selbstverbrauch werden die einzelnen Vorgänge der Aufbereitung besprochen und die dabei gebräuchlichen Hülfsmaschinen behandelt; hier ist stellenweise, namentlich in den nicht unmittelbar zum bergmännischen Betrieb gehörenden Nebenbetrieben, z. B. dem Rangierbetrieb, der Wasserversorgung und den Transporteinrichtungen, etwas weit ausgeholt worden. Die Beispiele ausgeführter Aufbereitanlagen sind sehr eingehend und geben einen guten Einblick in dieses Arbeitsgebiet, über das noch bis vor kurzem nur wenig an die Oeffentlichkeit gelangt ist.

Die vier weiteren Abschnitte sind von Bergassessor Heinrich Weber verfaßt und behandeln die Kokerei, die Gewinnung der Nebenerzeugnisse bei der Kokerei, die Herstellung von Briketts und den Ziegeleibetrieb. Die beiden ersten Gegenstände sind bei den jetzt an der Tagesordnung stehenden Fusionsbestrebungen von Kohlenzechen mit Hüttenwerken von besondrer Wichtigkeit. Die verschiedenen Koksofenbauarten sind in ihrer Konstruktion eingehend besprochen, auch sind einige Betriebsergebnisse mitgeteilt. An einwandfreien Vergleichswerten fehlt es ja leider auf diesem Gebiete noch vollständig, da sie sich nur durch Versuchsbatterien erreichen lassen würden, die unter genau gleichen Bedingungen arbeiten. Die Statistik aus dem Jahre 1900, bis zu welchem Zeitraume die Entwicklung behandelt ist, ergibt auf rd. 7000 Flammöfen rd. 3000 Destillationsöfen; dieses Verhältnis hat sich mittlerweile zugunsten der Destillationsöfen erheblich verschoben. Die Bauarten von Coppée-Otto und Otto-Hoffmann überwiegen, die Bauarten Koppers und Poetter sind, da sie im Jahre 1900 im rheinisch-westfälischen Bezirk noch nicht vertreten waren, im Bericht nicht behandelt. Sämtliche Bauarten weisen gegenüber den gegebenen Darstellungen heute bereits zahlreiche, zum Teil wesentliche Verbesserungen auf, was bei einem derartig in der Entwicklung stehenden Gebiet ganz erklärlich ist. Die Ausnutzung des Ueberschußgases in Gasmaschinen ist, da sie im Jahre 1900 noch in den Anfängen lag, in dem Werk nicht behandelt; die im vorigen Jahre von Professor Baum in der Zeitschrift »Glückauf« veröffentlichte Arbeit »Die Verwertung des Koksofengases, insbesondre seine Verwendung zum Gasmotorenbetrieb« ergänzt das Sammelwerk auf diesem Gebiete, wie ja auch beabsichtigt ist, die andern Arbeitsgebiete des Sammelwerkes von Zeit zu Zeit durch solche Nachträge zu ergänzen.

Der Abschnitt über die Gewinnung der Nebenerzeugnisse behandelt zunächst die Gewinnung von Teer und Ammoniak, sodann deren weitere Verarbeitung und zuletzt die Gewinnung von Benzol, alles in eingehender Weise und mit Darstellungen der erforderlichen Einrichtungen.

Ein ständig an Bedeutung gewinnender Nebenbetrieb der Kohlenzechen ist die Herstellung von Briketts; der sie behandelnde Abschnitt bringt eingehende Darstellungen der hierfür erforderlichen Maschinen und bespricht ausgeführte Anlagen; besonders wertvoll ist eine Aufstellung über die Anlagekosten einer modernen Brikettfabrik nebst der Berechnung der Selbstkosten.

[1]) Vergl. die Besprechungen der früheren Abschnitte Z. 1902 S. 1950; 1903 S. 249, 1822; 1904 S. 320, 1193.

Die Herstellung von Ziegeln aus dem zugleich mit den Steinkohlen auftretenden und mit ihnen gewonnenen Tonschiefer ist im letzten Abschnitt behandelt, und zwar hauptsächlich die im Ziegeleibetrieb vorkommenden Maschinen, insbesondre die Pressen; die Einrichtung und die Betriebsweise der Brennöfen sind nur kurz gestreift.

Bd. X, XI und XII: Wirtschaftliche Entwicklung. 1012 S. mit 20 Tafeln. Berlin 1905, Julius Springer. Preis des Gesamtwerkes 160 M, der vorliegenden drei Bände 50 M.

Die drei letzten, von Bergassessor Kreuz bearbeiteten Bände des Sammelwerkes behandeln die wirtschaftliche Entwicklung des niederrheinisch-westfälischen Industriebezirkes. Der erste gibt einen allgemeinen Ueberblick über die Geschichte und die einschlägige Gesetzgebung und behandelt zunächst die verschiedenen Formen der Betriebsleitung, der Verwaltung und der staatlichen Aufsicht sowie deren Entwicklung. Es folgen statistische Zusammenstellungen über Erzeugung, Verkehrsverhältnisse, Entwicklung des Absatzes, und den Beschluß bildet eine Besprechung der verschiedenartigen Eigentumsverhältnisse.

Der zweite Band beschäftigt sich ausschließlich mit den wirtschaftlichen und sonstigen Vereinigungen der Bergwerksbesitzer: der Westfälischen Berggewerkschaftskasse, dem Verein für die bergbaulichen Interessen und den Verkaufsvereinen, die als Ausfuhrvereine oder als Vereinigungen zur Regelung der Preis- und Absatzverhältnisse im Inland entstanden sind und deren Abschluß das Rheinisch-Westfälische Kohlensyndikat bildet. Im Gegensatz zu den übrigen Bänden des Sammelwerkes ist hier die Entwicklung nicht mit dem Jahre 1900 abgeschlossen, sondern bis in die neueste Zeit verfolgt, und das ist gerade mit Bezug auf das Zustandekommen des Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikates zu begrüßen. Den Beschluß des zweiten Bandes macht eine Uebersicht über die Aufgaben und die Tätigkeit des Dampfkessel-Ueberwachungsvereines der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund.

Der dritte Band greift über den Rahmen des Steinkohlenbergbaues hinaus und behandelt die wirtschaftliche Entwicklung der ihm nahestehenden und mit ihm verknüpften Geschäfte und Industrien, insbesondre des Bank- und Börsenwesens und der Eisenhüttenindustrie. Eingehend und mit zahlreichen statistischen Angaben werden dann die Arbeiter- und Arbeiterwohlfahrtsverhältnisse behandelt, ein besondres Kapitel ist den Bergschulen in Bochum und Essen gewidmet, und den Schluß bilden Abhandlungen über die Abgaben und die Regelung der Bergschäden.

Hiermit ist das bedeutende Werk zum Abschluß[1]) gebracht worden, das ein neues Ruhmesblatt in der Geschichte des Bergbauvereines bildet.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Verfahren und Einrichtungen zum Tiefbohren. Kurze Uebersicht über das Gebiet der Tiefbohrtechnik. Nach einem Vortrage, gehalten am 18. Januar 1905 im Verein deutscher Ingenieure zu Berlin. Von P. Stein. Berlin 1905, Julius Springer. 37 S. 8° mit 20 Fig. und 1 Taf. Preis 1 M.

Elektrotechnik in Einzeldarstellungen. 6. Heft: Die elektrischen Bogenlampen, deren Prinzip, Konstruktion und Anwendung. Von J. Zeidler. Braunschweig 1905, Friedrich Vieweg & Sohn. 143 S. 8° mit 130 Fig. und einer Kurventafel. Preis 5,50 M.

Vorlesungen über die Vektorenrechnung. Mit Anwendungen auf Geometrie, Mechanik und mathematische Physik. Von Dr. E. Jahnke. Leipzig 1905, B. G. Teubner. 235 S. 8° mit 32 Fig. Preis 5,60 M.

Statische Untersuchung und Beschreibung einer Betonbogenbrücke mit Granitgelenken. Von H. Dewitz. Hannover 1905, Helwingsche Verlagsbuchhandlung. 62 S. 8° mit 43 Fig. und 3 Tafeln. Preis 1,50 M.

[1]) Bd. VII wird im Laufe dieses Monates erscheinen.

Sozialwirtschaftliche Zeitfragen. Heft 5 und 6: Wirtschaftsarchive. Von Dr. A. Tille. Berlin 1905, Otto Elsner. 110 S. 8°. Preis 1,60 ℳ.

Unter einem »Wirtschaftsarchiv« versteht der Verfasser eine Anstalt, in der in erster Linie das Schreibwerk, welches aus dem Geschäftsbetrieb der Privatunternehmungen hervorgegangen ist, die Geschäftsbücher einschließlich des Briefwechsels, gesammelt und für die wirtschaftswissenschaftliche Bearbeitung bereit gestellt wird. Organisation und Inhalt solcher für einzelne Wirtschaftsgebiete zu errichtenden Wirtschaftsarchive werden beschrieben. Der Verfasser zeigt, daß die wirtschaftlichen Dinge bei der geschichtlichen Behandlung des 19. Jahrhunderts bisher zu kurz gekommen sind. Als roter Faden zieht sich durch die Schrift die Bekämpfung des Schlagwortes »Kapitalismus« und der Marxistischen Theorie, während der geistige Charakter der Unternehmerarbeit, die der wissenschaftlichen und künstlerischen Betätigung gleichwertig erscheint, scharf zum Ausdruck gebracht wird.

Hauptsätze der Differential- und Integral-Rechnung, als Leitfaden zum Gebrauch bei Vorlesungen zusammengestellt. 4. Aufl. Von Dr. R. Fricke. Braunschweig 1905, Friedrich Vieweg & Sohn. 217 S. 8° mit 74 Fig. Preis 5 ℳ.

Die Neuordnung des Wasser- und Elektrizitätsrechtes in der Schweiz. Kritik und Vorschläge. Von Dr. E. Klöti. Zürich 1905, Art. Institut Orell Füßli. 38 S. 8°. Preis 1 ℳ.

Elektrotechnische Bibliothek. Bd. II. 4. Aufl. Die elektrische Kraftübertragung und ihre Anwendung in der Praxis. Von E. Japing und J. Zacharias. 4. Aufl. Wien und Leipzig 1906, A. Hartlebens Verlag. 239 S. 8° mit 66 Fig. Preis 3 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Ueber die Helligkeitsverteilung in künstlich beleuchteten Räumen. Von Meisel. (Elektrot. Z. 14. Sept. 05 S. 860/64*) Genaue Berechnung der Bodenhelligkeit in Räumen mit 1, 2, 4 bis zu 16 Lichtquellen verschiedener Leuchtstärke und in verschiedener Anordnung.

Ueber hängendes Gasglühlicht. Von Drehschmidt. (Journ. Gasb.-Wasserv. 16. Sept. 05 S. 813/20*) Der Verfasser spricht sich günstig über die Eigenschaften des hängenden Gasglühlichtes aus.

Ueber die gebräuchlichsten Lampen für flüssige und gasförmige Brennstoffe. Forts. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 05 S. 169/71*) Zündvorrichtungen für Gaslampen. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Dampfturbinen-Zentrale und Zentrifugalpumpen-Wasserhaltung auf Zeche Holland, Schacht I/II bei Wattenscheid. Von Weitzenmiller. (Glückauf 16. Sept. 05 S. 1172/77*) Die Anlage enthält eine 1000pferdige Dampfturbine von Oerlikon, die mit einer Drehstromdynamo für 2000 V und 50 Per./sk gekuppelt ist. Konstruktionsangaben. Anordnung der Schalttafel. Anlage untertage.

The Birmingham University. (Engng. 15. Sept. 05 S. 341/44*) Darstellung des insbesondre für Lehrzwecke eingerichteten Kraftwerkes der Universität, das zwei Wasserrohrkessel, einen Lokomotivkessel und drei Niederdruckkessel, eine Mond-Gasgeneratoranlage, vier Dampfmaschinen, eine Dampfturbine, zwei Kondensationsanlagen, eine Kältemaschine und zwei Gasmaschinen enthält. Forts. folgt.

Risse in Kesselblechen. Forts. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 05 S. 167/69*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Sept. 05. Forts. folgt.

Les applications de la vapeur surchauffée aux machines. Von Compère. (Mém. Soc. Ing. Civ. Aug. 05 S. 230/63*) Allgemeines über die Anwendung von überhitztem Dampf. Bericht über Versuche mit überhitztem Dampf an verschiedenen Maschinen. Anordnung der Ueberhitzer und Dampfleitungen.

La surchauffe appliquée à la machine à vapeur d'eau. Von Sinigaglia. (Rev. Méc. 31. Aug. 05 S. 123/45*) Geschichtliche Uebersicht. Mittel, um die Wärmeleistung der Dampfmaschinen zu erhöhen. Anwendung der Dampfüberhitzung. Forts. folgt.

Counterweights for large engines. Von Jacobus. (Engng. 15. Sept. 05 S. 362/64*) Ausführliche Wiedergabe des in Zeitschriftenschau v. 8. Juli 05 erwähnten Vortrages in der American Society of Mechanical Engineers.

Eisenbahnwesen.

Vom Bau der Schantung-Eisenbahn. Von Bach. (Zentralbl. Bauv. 16. Sept. 05 S. 466/68*) Vorgeschichte des Baues. Erdarbeiten. Brücken und Durchlässe. Forts. folgt.

New locomotives — Natal Government Railways. (Engineer 15. Sept. 05 S. 262* mit 1 Taf.) 4/6-gekuppelte Schnellzuglokomotive mit außenliegenden Zylindern von 520 mm Dmr. bei 610 mm Hub und 69 t Betriebsgewicht.

Express locomotives. Von Tokeley. (Engineer 15. Sept. 05 S. 255/56) Allgemeine Erörterungen über die zweckmäßigste Bauart und Konstruktionseinzelheiten von Schnellzuglokomotiven.

Steam-coach for the London and North-Western Railway Company. (Engng. 15. Sept. 05 S. 359*) Der 17,4 m lange Wagenkasten ruht auf zwei zweiachsigen Drehgestellen, von denen das eine mit 2590 mm Radstand als 2/2-gekuppeltes Maschinendrehgestell ausgebildet ist und für sich ausgewechselt werden kann. Der Kessel hat 29,5 qm Heizfläche, 0,59 qm Rostfläche und arbeitet mit 12,5 at Ueberdruck. Die Zwillingsmaschine hat 240 mm Zyl.-Dmr. und 380 mm Kolbenhub. Der Wagen führt rd. 2 cbm Wasser und 725 kg Kohle mit und wiegt im Betriebe 43,4 t.

Royal train for India. (Engng 15. Sept. 05 S. 335* mit 1 Taf.) Der Zug besteht aus 9 Wagen, von denen sieben auf zwei dreiachsigen Drehgestellen ruhen und bei 21,8 m Länge 45 t wiegen, während die beiden Wagen an den Enden des Zuges zwei zweiachsige Drehgestelle haben und bei 19,3 m Länge 35 t wiegen.

Wagons de 40 tonnes de la Compagnie Paris-Lyon-Méditerranée pour le transport des masses indivisibles, lourdes et encombrantes. (Rev. gén. Chem. de Fer Sept. 05 S. 191/92 mit 2 Taf.) Darstellung zweier Plattformwagen mit Drehgestellen von 8,5 und 14,55 m Länge der Plattformen.

Das Blocksystem der New Yorker Untergrundbahn. Von Freund. (Elektrot. Z. 14. Sept. 05 S. 853/60*) Eingehende Darstellung der auf einander übergreifenden Blockstrecken mit Nah- und Fernsignal beruhenden Blockanlage. Einzelheiten der Signalvorrichtungen. Selbsttätige Zugbremsvorrichtung. Weichenverriegelung und Stellwerke. Einrichtungen für Not- und Feueralarm.

Eisenhüttenwesen.

Verkokungsverfahren für schlecht backende Kohle. Von Simmersbach. (Stahl u. Eisen 15. Sept. 05 S. 1058/61*) Das dargestellte Verfahren von Schwarz, das auf den Witkowitzer Steinkohlengruben angewendet wird, besteht darin, daß das Gemisch aus schlecht und gut backenden Kohlen zunächst außerhalb des Ofens verdichtet wird und nach dem Einschieben des festen Kohlenkuchens durch Deckplatten in dem Koksofen weiter unter gleichem Druck bleibt.

Zur Frage der Nebenproduktgewinnung beim Kokereibetriebe in Westfalen. Von Friz. Schluß. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 19. Aug. 05 S. 438/39 u. 26. Aug. S. 451/54 mit 2 Taf.) S. Zeitschriftenschau v. 26. Aug. u. 9. Sept. 05. Betrieb.

Gewalzte Stahlräder für Eisenbahnwagen. Schluß. (Stahl u. Eisen 15. Sept. 05 S. 1055/58*) S. Zeitschriftenschau vom 16. Sept. 05.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The erection of the St. Anne's Bridge. (Eng. Rec. 9. Sept. 05 S. 305/06*) Ersatz einer eingleisigen Eisenbahnbrücke durch eine zweigleisige Brücke von 43 m Spannweite.

Eine Eisenbeton-Brücke als Bogen mit Zugband. Von Schürch. (Deutsche Bauz. Beilage 6. Sept. 05 S. 65/66*) Straßenbrücke von 20 m Spannweite über die Seille bei Pettoncourt in Lothringen.

Von den Bauwerken des Teltowkanales. (Deutsche Bauz. 9. Sept. 05 S. 433/36*) Dreigelenk-Bogenbrücke aus Stampfbeton von 39 m Weite zwischen den Widerlagern über den Kanal bei Britz.

Concrete viaduct at Riverside California. Von Hawgood. (Eng. Rec. 9. Sept. 05 S. 284/87*) Eisenbahnbrücke, bestehend aus 8 Bogen von je 26 m Spannweite und 2 Bogen von 11,6 m Spannweite. Einzelheiten der Bauausführung.

Track elevation of the Chicago and Northwestern Ry., Chicago. (Eng. News 7. Sept. 05 S. 244/47*) Bericht über die Ausführung einiger Eisenbahnbrücken und Viadukte in der Stadt Chicago.

Die Lütticher Weltausstellung. Eisenkonstruktionen für Bahnhöfe und Werkstätten. Von Schwarze. (Glaser 15. Sept. 05 S. 101/07*) Einrichtung der Eisenbahnwerkstätten zu Boulac in Aegypten. Bahnhöfe von Lissabon, Nymwegen, Paris Nord, Sevilla und Kairo.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Elektrotechnik.

Waterside station No. 2 of the New York Edison Company. II. Schluß. (El. World 9. Sept. 05 S. 435/39*) Kessel und Dampfleitungen. Kohlenlagerung, Beschickung und Aschenförderung. Schaltanlage.

Hydro-electric development of the Ontario Power Company. III. Schluß. (El. World 9. Sept. 05 S. 440/41*) Schaltanlage. Stromverteilung und -übertragung.

Verluste in den Zahnrädern und Achslagern des Schmalspurbahnmotors Typ TM 14 der Maschinenfabrik Oerlikon. Von Kummer. (Schweiz. Bauz. 16 Sept. 05 S. 145/48*) Konstruktion des für 70 bis 100 PS Leistung bei 700 bis 1000 V Gleichstromspannung berechneten Motors. Grundgedanke, Durchführung und Ergebnisse der Versuche. Aufstellung von Grundsätzen über die Erteilung von Garantien für den Wirkungsgrad.

Ueber den Wert ausschaltbarer Abzweigmuffen in unterirdischen Kabelnetzen. Von Andersen. (Elektrot. Z. 14. Sept. 05 S. 864/66*) Die Muffen ohne Sicherungen, die sich im Netze der Nürnberger Elektrizitätswerke gut bewährt haben, bestehen aus einem zusammengesetzten Kasten, in dem die Verbindung der Kabelenden durch Messerschalter hergestellt wird. Die Schalter können von außen durch Hebelübertragung geöffnet werden.

Erd- und Wasserbau.

The Scioto River storage dam at Columbus, O. Von Gregory. (Eng. Rec. 9. Sept. 05 S. 302/05*) Durch den 9 m hohen Steindamm wird ein Becken geschaffen, in dem das Trinkwasser für die Stadt angestaut wird.

Progress on the Battery tunnel, New York. (Eng. Rec. 9. Sept. 05 S. 297/98*) Die für die Rapid Transit Railroad Co. hergestellte Verbindung zwischen Battery Park in New York und Joralemon Street in Brooklyn besteht aus zwei Tunneln von je 4,6 m Dmr. und 2050 m Länge.

Concrete plant for the Brooklyn anchorage of the Manhattan Bridge. (Eng. Rec. 9. Sept. 05 S. 293/95*) Beschreibung der elektrisch betriebenen Beton-Mischanlage und der zugehörigen Lager- und Ladevorrichtungen.

Feuerungsanlagen.

Erfahrungen im Feuerungsbetrieb einfacher Ofen- und Kesselheizungen. Von Nies. Schluß. (Gewerbl.-Techn. Ratg. 15. Sept. 05 S. 97/99*) Vergrößerung der feuerberührten Heizfläche. Ueberwachung des Ganges des Feuerungsbetriebes.

Versuche mit rauchvermindernden Feuerungen, durchgeführt in der dampftechnischen Versuchsanstalt. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 05 S. 164/67*) Die Versuche wurden mit 6 verschiedenen Feuerungen gemacht. Vergleichende Zusammenstellung der Ergebnisse.

Gießerei.

Gießerei-Maschinen und -Einrichtungen. Forts. (Stahl u. Eisen 15. Sept. 05 S. 1071/81*) Einrichtungen zum Formen von Schneckengewinden und Seilrollen. Formmaschine mit Handpreßvorrichtung und Wendeplatte, desgleichen mit Druckwasserpresse für größere Massenartikel und mit auswechselbaren Modellringen. Verbesserte Durchzugmaschine für Zahnräder. Formsand-Siebmaschinen. Plan einer vollständigen Gießerei mit elektrischem und Preßluftbetrieb. Schluß folgt.

Hebezeuge.

Pont roulant électrique de 30 tonnes, installé dans la grande halle des machines à l'Exposition de Liége. (Génie civ. 2. Sept. 05 S. 296/97* mit 1 Taf.) Der von Ludwig Stuckenholz gebaute Kran hat 24,15 m Spannweite. Die Hubgeschwindigkeit beträgt 4,35 bis 25 m/min, die Fahrgeschwindigkeit 50 m/min.

Holzbearbeitung.

Neue Holzbearbeitungsmaschinen. Von von Denffer. (Dingler 16. Sept. 05 S. 577/80*) Sondermaschinen zur Herstellung von Holzrädern, gebaut von der Gesellschaft zur Fabrikation von Holzbearbeitungsmaschinen Stella in Riga.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Technische Hülfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern. Von Buhle. (Stahl u. Eisen 15. Sept. 05 S. 1046/55*) Eiserne Transportbänder von J. Pohlig und Kolben & Co. Das Cornetsche Verladeband von Schüchtermann & Kremer. Propellerrinnen nach Marcus, gebaut von G. Luther und der Kölnischen Maschinenbau-A.-G.

Kohlenverladeanlage in Offenbach a/M. (El. Bahnen u. Betr. 14. Sept. 05 S. 500/03* mit 1 Taf.) Darstellung der von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Nürnberg gelieferten Anlage, die drei Verladebrücken, einen fahrbaren Vollportalkran und sechs elektrisch betriebene Spills umfaßt.

Materialkunde.

The strength of laminated springs. Von Wimperis. (Engineer 15. Sept. 05 S. 258/59*) Ableitung von Formeln zur Berechnung von Blattfedern.

Mechanik.

Kinetik und Kinetostatik des Schubkurbelgetriebes. Von Meuth. Schluß. (Dingler 16. Sept. 05 S. 585/89*) Ausgleich der Reaktionen beim Mehrkurbelgetriebe.

Meßgeräte und -verfahren.

Die Prüfung von Hochspannungs-Isolationsmaterialien. Von Kinzbrunner. (Z. f. Elektrot. Wien 17. Sept. 05 S. 549/52*) Auf Grund eingehender Versuche fordert der Verfasser, daß flache Elektroden verwendet werden sollen, die mit mindestens 1/4 kg/qcm Druck auf dem Material sitzen, daß Wechselstrom mit sinusförmiger Kurve von 20 bis 70 Per./sk benutzt und das Material ungetrocknet bei etwa 17° C und normaler Luftfeuchtigkeit geprüft werden soll. Genauere Vorschriften über die Prüfdauer bei verschiedenen Stoffen und Materialstärken.

Metallbearbeitung.

6-ft. universal radial drilling-machine. (Engng. 15. Sept. 05 S. 358*) Die von der Niles-Bement-Pond Co. in Hamilton gebaute Bohrmaschine hat 1970 mm größte und 570 mm kleinste wagerechte Ausladung der Spindel, 1830 mm größte Höhe der Spindel über der Grundplatte und 500 mm Verschiebung der Spindel senkrecht zum Ausleger. Der Spindelkopf ist in der senkrechten Auslegerebene drehbar.

Metallhüttenwesen.

Die Bleihütte zu Monteponi. Von Ferraris. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 2. Sept. 05 S. 455/57 mit 1 Taf.) Die Erze und die in der Aufbereitung erzeugten Schlacken. Konstruktion und Betrieb der Schachtöfen.

Motorwagen und Fahrräder.

Concours de véhicules industriels et de fourgons militaires. Von Dantin. (Génie civ. 2. Sept. 05 S. 289/93*) Bericht über den vom Automobile Club de France veranstalteten Wettbewerb. Ausführungsbestimmungen. Zusammenstellung der beteiligten Wagen. Beschreibung der einzelnen Konstruktionen. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Sulzer-Hochdruck-Zentrifugalpumpen. Von Herzog. (El. Bahnen u. Betr. 14. Sept. 05 S. 477/94*) Wirkungsweise und konstruktive Anordnung. Wirkungsgrad. Saug- und Druckleitung. Antrieb. Anwendungsgebiete. Ausgeführte Anlagen für Wasserversorgung, Landbewässerung, Feuerlöschzwecke, Wasserhaltungen und zum Schachtabteufen.

Textilindustrie.

The mechanics of flax spinning. Von Bellin. Forts. (Text Manuf. 15. Sept. 05 S. 294/96*) Streckkopf der Karden.

The principles of wool spinning. Von Priestman. Forts. (Text. Manuf. 15. Sept. 05 S. 298/99) Erörterungen über den Wert des Vereinigens mehrerer Bänder.

Doffing motion for fly frames. (Text. Manuf. 15. Sept. 05 S. 303/04*) Das Abziehen der Spulen von den Spindeln wird nach Arnold-Forsters Patent dadurch erreicht, daß die Spindeln in der Mitte geteilt sind.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Konstruktion und Berechnung eines Benzinbootmotors von 200 PS bei 500 Umdrehungen. Von Ziegra. (Motorw. 10. Sept. 05 S. 582/84* mit 6 Taf.) Erörterung der bei dem Entwurf maßgebenden Gesichtspunkte. Berechnung der Hauptabmessungen. Forts. folgt.

300-brake-horse-power Rowden producer gas-engine. (Engng. 15. Sept. 05 S. 346/48*) Die von A. Rodger & Co. in Glasgow gebaute stehende Viertaktmaschine mit vier Zylindern, von denen je zwei in Tandemanordnung auf eine Kurbel arbeiten, hat 432 mm Zyl.-Dmr., 432 mm Kolbenhub und Ventilsteuerung.

Wasserkraftanlagen.

Les installations hydro-électriques de la haute Italie. Von Semenza. (Mém. Soc. Ing. Civ. Aug. 05 S. 195/229* mit 8 Taf.) Allgemeine Uebersicht über die Wasserverhältnisse und kurze Angaben über die verschiedenen Wasserkraftwerke.

The electric light and power plant of Brigham City, Utah. Von Hardesty. (Eng. News 7. Sept. 05 S. 235/88*) Die Anlage nutzt ein Gefälle von 92 m in einem Doppelt-Pelton-Rad aus, das mit einer Drehstromdynamo von 350 KW gekuppelt ist. Einzelheiten der rd. 1,7 km langen Zuleitung.

Rundschau.

Der Vorschlag, **Motorwagen auch im Dienste des Heeres** anzuwenden, ist in dieser Zeitschrift schon einmal erwogen worden[1]). Angesichts der Bedeutung dieser Frage für die Weiterentwicklung des Motorwagenbaues erscheint es indessen wohl berechtigt, darauf noch näher einzugehen.

Die Aufgaben, die einem Motorwagen beim Heere zufallen, sind ebenso mannigfaltig wie dankbar. Bei dem unausgesetzten Bestreben der einzelnen Nationen, ihre Heere zu vergrößern, ist die Beschaffung ausreichenden Pferdematerials im eigenen Lande schon längst mit Schwierigkeiten verbunden, die selbst durch rege Unterstützung der Pferdezucht nur unwesentlich gemindert werden. Diese Schwierigkeiten werden fast unbesiegbar in Kriegszeiten, wo sich die Sterblichkeit der Pferde infolge von Unfällen, ungenügender Ernährung und Ueberbeanspruchung erhöht.

Man erblickt daher mit Recht in dem Motorwagen ein wirksames Mittel zur Besserung dieser Verhältnisse. Ueber die Grenze, bis zu der man beim Landheere Pferde durch Motorwagen ersetzen kann, bestehen bei dem heutigen Stande des Motorwagens kaum Zweifel. Von den leichten, schnellfahrenden Personenwagen, die sich wohl nur in vereinzelten Fällen zur Ueberbringung wichtiger Befehle durch höhere Offiziere eignen, kann man vorläufig noch absehen. Die umfangreichen Vorkehrungen, die im Rücken eines großen Heeres für die Verpflegung der Mannschaften und Pferde, für den Transport von Munition und Gerätschaften, für die Pflege und Beförderung von Verwundeten getroffen werden müssen, eröffnen aber der Technik der schweren Motorwagen ein weites Feld zur Betätigung. Wenn nur hier der Motorwagen an die Stelle des Pferdes treten könnte, so wäre schon viel gewonnen. Daß man den Wagenmotor auch anderweitig für Beleuchtungs- und Kraftzwecke benutzen kann, daß schwere Motorwagen bald das einzige Mittel sein werden, um die im Festungskriege benutzten gepanzerten Großgeschütze von der Stelle zu bringen, hat demgegenüber nur untergeordnete Bedeutung.

Die Ausführung dieses Gedankens stößt aber vorläufig noch auf manche Bedenken. Zunächst würde die Anwendung von Motorlastwagen in dem gedachten Umfang eine Mehrbelastung der Heereshaushalte bedeuten. Während die Verwaltungen bisher in der Lage waren, einen großen Teil der für Schleppzwecke erforderlichen Gespanne durch Requisition bei der Bevölkerung zu beschaffen, wären sie dann gezwungen, die Motorlastwagen anzukaufen, weil die Zahl der in Privathänden befindlichen geeigneten Fahrzeuge viel zu gering ist und weil die Verschiedenheit der Betriebsmittel eine Erschwerung der Organisation mit sich brächte. Die Verwaltungen stehen daher vor der Notwendigkeit, bedeutende Kapitalien in ihrem Motorwagenpark anzulegen, ohne viel Aussicht auf angemessene Verzinsung durch gelegentliche Anwendung der Wagen in Friedenszeiten.

In technischer Beziehung sind die Fragen, ob man Vorspannmaschinen oder Einzel-Motorwagen verwenden soll, ob Benzin- (Spiritus-) oder Dampfbetrieb vorzuziehen ist, ebenfalls noch nicht geklärt. Der Betrieb mit Vorspannmaschinen verkürzt die Länge der Wagenzüge und ist in der Anlage billiger. Er hat aber den Nachteil, daß die Verteilung der einzelnen Wagen an ihren Bestimmungsort nach Zerlegung des Wagenzuges wieder von Pferden besorgt werden muß, weil mit dem Hin- und Herfahren der schweren Vorspannmaschine zu viel Zeit vergehen würde. Auch ist das Wenden des ganzen Wagenzuges nicht gerade einfach. Endlich ist die Leistung der Vorspannmaschinen namentlich bei hügeligem Gelände und schlechtem Boden sehr beschränkt. Einen Ausweg bietet hier der Renardsche Wagenzug[2]), bei dem jeder Wagen wenigstens einen Teil seines Gewichtes zur Erhöhung der Adhäsion hergibt. Ferner gehört hierher ein Vorschlag von Vorreiter[3]), Züge aus elektrischen Wagen mit unabhängigen Akkumulatoren und durchlaufender Betriebsleitung zu bilden, die von der Vorspannmaschine mit Strom versorgt wird. Man hätte dann zu allen Vorteilen des Renardschen Wagenzuges noch den, daß nach Erreichen des Bestimmungsortes jeder Wagen mit eigener Kraft nach der betreffenden Abteilung hinfahren und daß auch bei einer Beschädigung der Vorspannmaschine der Zug mit Hülfe der Akkumulatoren wenigstens in Sicherheit gebracht werden könnte.

Die beiden zuletzt vorgeschlagenen Konstruktionen haben freilich den gemeinsamen Fehler, daß sie empfindlich gegen Beschädigungen und teuer in der Instandhaltung sind. Sie sind daher gegenüber der einfachen Vorspannmaschine noch unbeachtet geblieben.

Was die Betriebsart anbetrifft, so ist man noch immer sehr geneigt, dem Dampfbetrieb den Vorzug zu geben, vornehmlich deshalb, weil in Feindesland keine Aussicht auf die Beschaffung von Benzin oder Spiritus vorhanden ist, dagegen immer noch Holz oder Kohlen als Brennstoff aufgetrieben werden können. Hinsichtlich der Zuverlässigkeit gibt der Betrieb mit Verbrennungsmaschinen bei solchen Motorwagen dem Dampfbetrieb kaum mehr etwas nach. Von den von Daimler für die deutsche Heeresverwaltung gebauten Motorlastwagen sowie von dem Lastzug der Neuen Automobilgesellschaft ist bekannt, daß sie allen Anforderungen genügt haben. Bei einem vom britischen Kriegsministerium veranstalteten Wettbewerb zu Ende des Jahres 1903 hat eine Vorspannmaschine von Hornsby & Sons in Grantham Probefahrten von rd. 1350 km Länge zurückgelegt und dabei mit angehängter Ladung von 12,5 t Steigungen bis zu 1 : 6 genommen, ohne wesentliche Abnutzung zu zeigen. Der Vorspannwagen wird von einem mit Einspritzung arbeitenden Oelmotor von 330 mm Zyl.-Dmr. und 457 mm Hub angetrieben, dessen beide Zylinder geneigt übereinander liegen und auf einen gemeinsamen Kurbelzapfen arbeiten. Zum Ingangsetzen dient ein Bunsen-Brenner, der den Verdampfraum anwärmt, sowie ein mit Druckluft oder komprimiertem Gas gefüllter Behälter. Der Motor läuft normal mit 350 Uml./min und überträgt durch ein Wechselgetriebe für 2,4, 4,8, 8 und 12,8 km/st Geschwindigkeit die Bewegung auf die Hinterachse, die mit zwei Treibrädern von 2,1 m Dmr. und 457 mm Felgenbreite versehen ist. Ebenso bemerkenswert ist ein von Schneider & Cie. in Creusot für Portugal gebauter Gobron-Brillié-Wagen[1]), der bei 5 t eigener Nutzlast einen Zug von vier 150 mm-Haubitzen von 15 t Gesamtgewicht ziehen kann. Der Wagen mit Kettenantrieb, dessen Gesamtgewicht im Betriebe rd. 12 t beträgt, wird von einem vierzylindrigen Motor mit gesteuerten Einlaß- und Auslaßventilen angetrieben, der bei 900 Uml./min 35 PS leistet und dessen Vergaser innerhalb des Auspuffrohres angeordnet ist, um gleich gut Benzin oder Spiritus verwenden zu können. Der mitgeführte Benzinvorrat reicht für 80 km Fahrt aus. Nach Angaben der Erbauer sollte der Wagen bei 26 t Nutzlast und Steigungen von rd. 1 : 14 noch 2,5 km/st Geschwindigkeit erzielen. Bei den Probefahrten in der Nähe von Hâvre ist diese Leistung noch übertroffen worden.

Vielleicht der einzige Staat, der Motorwagen in einiger Zahl bereits im Kriege praktisch verwendet hat, ist England[2]). Zur Zeit des südafrikanischen Krieges, als die Transportschwierigkeiten wegen unzureichender Pferdezahl am größten waren, bestellte das britische Kriegsministerium bei Fowler & Co. Dampfstraßenlokomotiven der bekannten Bauart, die auf Grund früherer Erfahrungen für Südafrika besonders geeignet waren. Diese Maschinen leisteten bei 18 t Eigengewicht etwa 120 PS, und ihre Kessel waren für südafrikanische Kohle eingerichtet. Sie haben sich, soweit sich aus Berichten entnehmen läßt, in manchen Fällen ausgezeichnet bewährt. Man hat damit Fahrgeschwindigkeiten bis zu 19,2 km/st erzielt und Züge von rd. 60 t Gesamtgewicht befördert. Besonders zweckmäßig haben sie sich zum Befördern gepanzerter Wagenzüge, in denen Feldgeschütze verborgen waren, erwiesen.

Dampflastwagen von Scotte & Co. in Paris sind ferner seit etwa 10 Jahren bei der französischen Heeresverwaltung in regelmäßigem Gebrauch; sie werden zum Befördern von Ausrüstungsgegenständen benutzt und verkehren zwischen St. Denis und Vincennes. A. Heller.

Ein **Wasserkraft-Elektrizitätswerk**, das sich durch seine zweckmäßige Anlage und günstige Ausnutzung der gegebenen Verhältnisse auszeichnet, ist für die bei Ithaca, N. Y., gelegene **Cornell-Universität** geschaffen worden[3]). Die Anlage nutzt ein Gefälle von 44 m des Fall Creek in zwei Turbinendynamos von je 150 KW aus, denen das Wasser durch eine 540 m lange Rohrleitung zugeführt wird, und die Drehstrom von 2200 V für die Universität liefern.

Ithaca liegt am Südende des Cayuga-Sees, von dessen Ufer an sich das Gelände stufenförmig auf etwa 120 m erhebt, um sich dann zur Ebene auszudehnen. Dahinter steigt es all-

[1]) Z. 1902 S. 349.
[2]) s. Z. 1904 S. 67.
[3]) »Der Motorwagen« 1904 S. 482.

[1]) Génie Civil 10. Juni 1905 S. 91.
[2]) ebenda 13. April 1901 S. 385.
[3]) Engineering Record 20. Mai 1905 S. 562.

Fig. 1.

mählich weiter auf 450 bis 600 m über dem 116 m über dem Meeresspiegel liegenden See an, dem reichliche Wassermengen in Flüssen mit starker Strömung und vielen Wasserfällen zugeführt werden. Da das Quellengebiet dieser Flüsse indessen nicht sehr groß ist, sind die mitgeführten Wassermengen und der Unterwasserstand beträchtlichen Wechseln unterworfen, was für die Anlage von Wasserkraftwerken sehr hinderlich ist.

Durch den Grundbesitz der Cornell-Universität fließt nun ein solcher Fluß, der Fall Creek, dessen Name von den vielen landschaftlich äußerst reizvollen Wasserfällen abgeleitet ist, die er im Unterlauf in seinem Felsenbett gebildet hat. Beim Eintritt in die Besitzgrenze der Universität erweitert sich das Flußtal zu einer unterhalb wieder durch die herantretenden Felsenufer begrenzten Mulde, die schon früher durch einen Betondamm zu einem rd. 140000 cbm Stauwasser fassenden Becken, dem Beebe-See, umgewandelt worden ist. Hier sind ein Pumpwerk zur Wasserversorgung der Universität und ein Laboratorium für hydraulische Untersuchungen angelegt worden. Der Wasserspiegel des Beebe-Sees liegt rd. 237 m über dem Meeresspiegel, das Unterwasser der den See abschließenden Trip Hammer-Fälle 25 m tiefer auf etwa 212 m, s. Fig. 1; ein weiteres Gefälle von 19 m wird bis zum Unterwasser der bei den Gebäuden des Sibley College gelegenen Fälle erhalten. Ueber die Wassermengen des Flusses sind vor Entwurf der Anlage langjährige Untersuchungen angestellt worden. Die Menge bei äußerstem Niedrigwasser ist zu 0,34 cbm/sk festgestellt worden, was bei dem auf 382 qkm berechneten Quellgebiet nur 0,0009 cbm/qkm ausmacht. Die durchschnittliche Wassermenge während der trockenen Jahreszeit beträgt 2,8 cbm/sk, die während des ganzen Jahres 5 cbm, wogegen das größte Hochwasser eine Wassermenge von 136 cbm/sk mit sich brachte. Im Jahre 1897 stellte sich im trockensten Monat seit langen Jahren, im Oktober, während zweier Wochen eine Niedrigwassermenge von 1,28 cbm/sk ein. Auf Grund dieser Beobachtungen hat man die niedrigste verfügbare Tageswassermenge für die trockenste Jahreszeit auf 25000 cbm angenommen, wovon 2000 cbm in den Morgenstunden für die unterhalb gelegenen Mühlen durchgelassen werden müssen. Die übrigen 23000 cbm können für den Betrieb aufgestaut werden und liefern bei 44 m Druckhöhe und 60 vH Gesamtwirkungsgrad 1650 KW-st, während der Bedarf der Universität in dieser Jahreszeit auf nur 415 KW-st eingeschränkt werden kann, so daß man auch ohne Stauwasser auskommen könnte.

Fig. 2 bis 4.

Wasserentnahmestelle am Beebe-See.

Fraglich war es, ob man die Wasserkraft in einer oder in zwei Turbinenanlagen ausnutzen sollte. Im ersteren Falle mußte man das Maschinenhaus unterhalb der unteren Fälle rd. 500 m vom Staudamm entfernt anlegen und bedurfte einer teuern Oberwasserführung. Bei zwei Werken wird dagegen der Betrieb teurer, man verliert fast 4 m Gefälle und außerdem für die untere Anlage den Vorteil des Staubeckens, den man allerdings nur selten ausnutzen kann. Eine eingehende Berechnung ergab, daß trotz höherer Anlagekosten die Jahres-Stromkosten bei einem einzigen Werk niedriger sind, und man wählte demnach ein einziges Maschinenhaus.

Bei Inangriffnahme des Baues war die Staumauer an den Trip Hammer-Fällen schon vorhanden, wodurch sich die Anlagekosten erheblich verminderten. Zur Oberwasserführung wurde durchweg eine Rohrleitung gewählt, die, unter Erdboden verlegt, die Naturschönheiten der Gegend nicht beein-

trächtigt. Es wurde der weitere Weg am Nordufer des Fall Creek eingeschlagen, Fig. 1, da sich am Südufer dem Aushub des Bodens für die Rohrleitung infolge der schrofferen Geländebildungen und des fast überall zutage tretenden Gesteines größere Schwierigkeiten entgegengesetzt hätten. Da man durch einfaches Verlegen der Rohrleitung auf dem Erdboden und durch die Wahl des kürzesten Weges viel Geld gespart hätte, kann man aus der Anordnung der Rohrleitung schließen, daß der Amerikaner doch nicht stets der unbedingte Geschäftsmann ist, als der er fast immer bei uns hingestellt wird.

Das Wasser für das Oberleitungsrohr wird dem Beebe-See am nordwestlichen Ende der Betonmauer entnommen. Das Rohr geht von einer in Beton gemauerten Kammer aus, die bis zur Sohle des Sees hinuntergeführt ist, Fig. 2 bis 4. Ueber der Kammer ist ein überdachtes Häuschen errichtet. Der Zutritt zur Kammer ist durch einen Rechen abgeschlossen, der aus Flacheisen von 12 × 75 qmm Querschnitt in Abständen von je 25 mm gebildet ist. Der Einlauf in der 460 mm dicken äußeren Mauer ist mit zwei hintereinander liegenden aufziehbaren Fangschützen aus Drahtnetz von 65 mm Maschenweite versehen. Der Einlauf in der inneren 760 mm dicken Kammermauer hat außen 1,5 m Dmr. und wird durch eine aufziehbare Holzschütze abgeschlossen, während das Rohrende in der Kammer selbst nochmals durch eine Klappe abgedeckt wird. Das Getriebe für die Schütze ist in dem Häuschen über der Kammer untergebracht. Von dort aus wird auch die Klappe mittels einer Kette von Hand bewegt. Zum Entleeren der Rohrleitung nach Schluß der Schütze sowie der Klappe und als Sicherheitsvorrichtung bei Wasserstößen in der Rohrleitung dient ein Luftrohr, das vom Rohrende über Wasserspiegel emporgeführt ist.

Fig. 5.

Querschnitt der Rohrleitung aus Beton.

Die Druckrohrleitung ist insgesamt 538 m lang und besteht aus drei Abschnitten, einem 316 m langen Rohr aus Betoneisen, einem 164 m langen Rohr aus kalifornischem Rotholz und einem 58 m langen Rohr aus genietetem Stahlblech. Die beiden ersten Abschnitte sind, wie schon bemerkt, unter dem Erdboden verlegt. Der Anschluß des Rohres an die Entnahmekammer ist aus Fig. 2 ersichtlich. Die Rohrleitung aus Beton weist nur wenig Gefäll auf. Sie hat 1520 mm l. W. und 152 mm Wandstärke, Fig. 5. Damit auch bei plötzlichem Absperren des Druckrohres im Turbinenhaus Wasserschläge in der Betoneisenleitung vermieden werden, ist an ihrem Ende eine in Beton ausgeführte Ausgleichkammer mit Ueberlauf angeordnet, Fig. 6 und 7. Unterhalb des Ueberlaufes ist das Gefälle stärker, so daß die Rohrleitung einen höheren Druck auszuhalten hat. Die Rohre bestehen hier deshalb aus 64 mm dicken Rotholzdauben, die durch Flußeisenbänder von 10 mm Dicke in Abständen von je 200 mm zusammengehalten werden. Holz ist in diesem Falle gewählt worden, weil es weniger als Eisen durch die Feuchtigkeit des Erdbodens leidet. Die Holzleitung erstreckt sich auf der Oberkante des Uferabhanges fast bis zum Turbinenhause, so daß im wesentlichen nur das stark abfallende Druckrohr aus Stahl hergestellt ist. Diese Leitung, die ebenfalls in einem verdeckten, aus dem Steinboden ausgehobenen Graben liegt, ist zum Schutz gegen Rost in Beton eingebettet.

Fig. 6 und 7.

Ausgleichkammer und Ueberlauf.

Das Maschinenhaus, Fig. 8 und 9, ist 23,8 m lang und 8,67 m breit und steht auf einem Betonunterbau, in dem die Räume zur Aufnahme des wagerecht liegenden Druckrohres sowie für den Saugkanal der Turbinen ausgespart sind, und der auf der Bergseite noch zu einer etwa 4,2 m hohen Wand emporgezogen ist. Die übrigen Außenmauern bestehen aus Hausteinen von dem benachbarten Felsgestein; das Dach ist aus Eisenkonstruktion und Beton, der Fußboden aus Beton mit Eisenverstärkung hergestellt. Das Druckrohr tritt am östlichen Ende der Bergseite ein und zieht sich im Betonunterbau bis zum Westgiebel hin, wo es in einem Absperrventil von 600 mm l. W. endigt, an das ein Abflußrohr angeschlossen ist. Dieses dient nicht allein zum Entleeren der Rohrleitung bei Betriebsunterbrechungen, sondern auch dazu, während des Betriebes Schwemmstoffe aus dem Druckrohr zu entfernen. Da oberhalb des Beebe-Sees viele Mühlen liegen, in denen Mais verarbeitet wird, führt der Fall Creek eine Unmenge fortgeworfener leerer Maiskolben mit sich, die einen für den Betrieb oft hinderlichen Schwemmstoff bilden. Deswegen ist auch das Druckrohr im Turbinenhause tief gelegt und sind die Düsenrohre für die Turbinen oben abgezweigt. Zum Ausgleich des Wasserdruckes beim Regeln der Turbinen ist ein etwa 5 m hoher Windkessel von 1750 mm Dmr. mit dem Druckrohr verbunden, da man die Felsenklippe oberhalb des Maschinenhauses nicht durch ein Standrohr verunstalten wollte. Der Luftraum im Windkessel wird durch ein mit Erregerstrom angetriebenes Gebläse unter Druck erhalten.

Fig. 8 und 9. Maschinenhaus.

Schnitt A-B.

Das Kraftwerk ist mit zwei Tangentialrädern der Abner Doble Co.[1]) ausgestattet, die je einen 150 KW-Drehstromerzeuger antreiben. Für einen dritten derartigen Maschinensatz ist Platz gelassen, und das Gebäude kann an seinem Westgiebel leicht zur Aufnahme eines vierten Maschinensatzes ausgebaut werden. Im östlichen Teile der Halle sind zwei Erregerdynamos und an der östlichen Wand das Schaltbrett aufgestellt. Die Tangentialräder leisten je 280 PS bei 44 m Gefäll und machen 120 Uml./min. Die Düse hat 178 mm Dmr.

[1]), s. Z. 1904 S. 1901.

und steht unter rd. 4 at Ueberdruck. Das Laufrad sitzt fliegend auf der zweifach gelagerten Ankerwelle. Die Welle ist aus Nickelstahl mit 3,5 vH Nickelgehalt hohl geschmiedet und hat 250 mm größten Durchmesser. Das Lager zwischen Laufrad und Dynamoanker hat 250 mm Bohrung, ist 915 mm lang und wird mit Wasser gekühlt. Das kleinere Außenlager hat 178 mm Bohrung und ist 442 mm lang. Die Spritzringe an der Welle sind ausgeschmiedet. Der scheibenförmige Radkörper aus Gußeisen hat 2600 mm Dmr. Die Schaufeln bestehen aus Bronze, und ihre nach einem Ellipsoid geformten wasserberührten Oberflächen sind geschliffen. Als Leitvorrichtung dient eine Doblesche Nadeldüse, deren Zuleitungsrohr von 610 mm Dmr. durch ein Ventil abgesperrt werden kann. Zum Steuern der Tangentialräder sind außer der Handsteuerung Lombard-Regler vorgesehen. Je 5 Entlastungsventile, Bauart Lombard, dienen dazu, Stöße bei plötzlichem Abstellen zu vermeiden.

Die 60poligen Dynamomaschinen sind wie die sonstige elektrische Ausrüstung von der Westinghouse Electric and Manufacturing Co. gebaut. Sie leisten normal 150 KW bei 2200 V und 60 Per./sk. Zur Erregung dienen zwei ebenfalls durch Tangentialräder angetriebene Gleichstromdynamos von je 30 KW und 125 V. Das Schaltbrett besteht aus zwei Erregerfeldern, zwei Maschinenfeldern und einem Verteilfeld. Für eine zukünftige Vermehrung der Maschinenfelder und Zufügung eines Verbindungsfeldes zum Parallelarbeiten mit einem neu zu erbauenden, entfernt gelegenen Kraftwerk ist der nötige Platz vorgesehen. Das Werk ist seit Anfang des Jahres teilweise in Betrieb genommen, wobei die Beleuchtung und die Motoren bis zur Umgestaltung des Verteilnetzes in der Universität von einem vorläufig aufgestellten Motorgenerator mit Gleichstrom durch das alte Leitungsnetz gespeist worden sind.

Die Dampfkesselexplosionen im Deutschen Reich im Jahre 1904[1]).

1) Liegender Zweiflammrohrkessel, gebaut von C. Jaehne & Sohn in Landsberg a/W. 1894, in Betrieb gesetzt 1902. Länge des Kesselmantels 8350, Dmr. 1800 mm. Rauminhalt 17 cbm. Betriebsdruck 7 at. Bei der am 7. Januar vormittags 11 Uhr in der Holzleistenfabrik von Herrmann Schütt A.-G. in Czersk, Kreis Konitz, erfolgten Explosion riß das linke Flammrohr im ersten Schuß auf 1800 mm Länge auf. Der Riß klafft an einer Stelle 340 mm. Der Kessel war seit dem 15. Dezember 1903 Tag und Nacht im Betrieb gewesen. Ursache des Unfalles ist Wassermangel, da die Bleche des ersten Schusses bei jedem Flammrohr starke Anlauffarben zeigten.
Verletzt wurde niemand.

2) Liegender Zweiflammrohrkessel, gebaut von Gronemeyer & Banck in Brackwede 1882. Länge des Kesselmantels 7500, Dmr. 2000 mm. Wasserinhalt 12 cbm. Betriebsdruck 6 at. Bei der am 18. Februar morgens $3^1/_2$ Uhr in der Getreidemühle von H. Bösing in Koesfeld erfolgten Explosion wurde das rechte Flammrohr im zweiten und dritten Schuß unter Bildung einer Schleife eingedrückt und riß in der Rundnaht. Das linke Flammrohr wurde vom Ende des ersten Schusses beginnend oben und unten eingedrückt, wobei der hintere Kesselboden etwa 30 mm nach dem Innern durchgezogen wurde. Der Riß im rechten Flammrohr klafft an der weitesten Stelle etwa 290 mm. Als Ursache des Unfalles ist mangelhafte Wartung, Belastung des Sicherheitsventiles oder Wassermangel anzusehen. Wahrscheinlich ist entgegen der Vorschrift des Dampfkessel-Ueberwachungsvereines das Feuer über Nacht gedeckt worden; bei dem in der Nacht herrschenden Sturme dürfte es dann stark angefacht worden sein, so daß die Flammrohre übermäßig erhitzt wurden. Der Befund am Sicherheitsventil läßt daneben auch vermuten, daß der Belastungshebel durch einen Keil festgelegt worden ist, so daß der zulässige Dampfdruck überschritten werden konnte. Dadurch ist es zu erklären, daß die verhältnismäßig gut erhaltenen Flammrohre in der angegebenen Weise beschädigt worden sind.
Verletzt wurde niemand.

3) Liegender Zweiflammrohrkessel, gebaut von der Zeitzer Eisengießerei und Maschinenbau-A.-G. 1889. Länge des Kesselmantels 9600, Dmr. 2000 mm. Rauminhalt 23 cbm. Betriebsdruck 6 at. Die Explosion erfolgte auf dem Braunkohlenbergbau mit Brikettfabrik der Braunkohlen-A.-G. »Vereinsglück« in Meuselwitz (S.-A.) am 27. Februar vormittags gegen $8^3/_4$ Uhr, als der Kessel gerade gespeist wurde. Hierbei wurde die Rundnaht zwischen dem ersten und dem zweiten Schuß des rechten Flammrohres über 24 Niete aufgerissen, und es entstand eine Oeffnung von 300 mm größter Weite. Die Vorderplatten beider Flammrohre wurden eingebeult. Da die Flammrohrbleche und die Niete an den Stellen, wo die Rohre eingebaut sind, Merkmale des Erglühens zeigen, so ist als Ursache Wassermangel anzunehmen.
Verletzt wurde niemand.

4) Liegender Zweiflammrohrkessel mit Dampfsammler zu Kraft- und Heizzwecken, gebaut von der Zeitzer Maschinenbauanstalt in Zeitz 1884. Länge des Kesselmantels 8870, Dmr. 1750 mm. Rauminhalt 18,76 cbm. Betriebsdruck 6 at. Die Explosion erfolgte in der Metallwarenfabrik von H. A. Köhlers Söhne in Altenburg am Montag den 7. März früh gegen $^1/_2$5 Uhr, als der Kessel frisch angeheizt wurde. Es wurde das linke Flammrohr in einer Länge von 2000 mm und bis zu einer Tiefe von 430 mm eingebeult, wobei ein Riß von 70 mm größter Weite entstand. Der Unfall, als dessen Ursache man Wassermangel anzusehen hat, ist auf Unachtsamkeit des Heizers zurückzuführen, der versäumt hat, vor dem Anfeuern die Wasserstandhähne zu probieren.
Verletzt wurde niemand.

5) Liegender einfacher Walzenkessel mit einem Sieder, gebaut von Seboldt in Durlach 1871, seit 1874 im Betriebe. Länge des Kesselmantels 3670, Dmr. 900 m; Länge des Sieders 2960, Dmr. 540 mm. Rauminhalt 2,93 cbm. Betriebsdruck 5 at. Die Explosion erfolgte in der Mälzerei von L. F. Haag in Ingweiler am 14. Mai vormittags kurz nach 11 Uhr, nachdem der Betrieb des Kessels etwa 10 Minuten eingestellt war. Aus dem hinteren oberen Halbschuß des Sieders wurde ein Stück von 400 mm Länge und 150 mm Breite herausgerissen. Dieses Blechstück zeigte an seinen Rändern deutlich alte Bruchstellen; seine größte Dicke betrug nur noch 3 mm, während es ursprünglich 8 mm stark gewesen war. Danach ist die Explosion unzweifelhaft auf starke Abrostungen des Sieders von außen zurückzuführen, hervorgerufen durch Ausfließen von Kesselwasser aus einem im Verbindungsstutzen befindlichen Riß.
Verletzt wurde niemand.

6) Liegender Zweiflammrohrkessel, gebaut von Ludwig Stuckenholz in Wetter 1870. Länge des Kesselmantels 9400, Dmr. 2400 mm. Rauminhalt 30,5 cbm. Betriebsdruck 5 at. Bei der auf dem Steinkohlenbergwerk der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G. Abt. Bochum, Zeche »Prinz Regent«, am 1. Juni vormittags $11^1/_2$ Uhr erfolgten Explosion wurde das rechte Flammrohr im zweiten Blechschuß eingebeult und aufgerissen. Ferner riß es an der Krempe auf die Hälfte seines Umfanges ab, derart, daß der Wasserinhalt nach hinten herausgeschleudert wurde. Die Ursache ist Wassermangel, worauf deutlich erkennbare Wasserstandslinien, deren tiefste rd. 280 mm unter dem Scheitel der Flammrohre liegt, schließen lassen. Es wurde festgestellt, daß der untere Hahn des rechten Wasserstandglases gegen die andern entsprechenden Hähne um 90° versetzt gebohrt war. Wahrscheinlich hat der Kesselwärter dies bei Antritt seines Dienstes übersehen und alle Hähne gleichmäßig gestellt, so daß nunmehr das eine Wasserstandglas falsch anzeigte.
Verletzt wurde niemand.

7) Liegender Zweiflammrohrkessel, gebaut von der Gewerkschaft Orange in Bulmke 1901. Länge des Kesselmantels 10000, Dmr. 2400 mm. Rauminhalt 31,15 cbm. Betriebsdruck 8 at. Bei der auf dem Steinkohlenbergwerk der Harpener Bergbau-A.-G., Zeche Recklinghausen II Schacht II, am 5. Juni mittags gegen 12 Uhr erfolgten Explosion wurde bei dem rechten Flammrohr die den ersten und zweiten Schuß verbindende Rundnaht über 34 Niete aufgerissen. Der Unfall ist auf Erglühen der Flammrohre infolge von Kesselsteinablagerungen zurückzuführen.
Verletzt wurde niemand.

8) Liegender Walzenkessel mit einem Siederohr, verbunden mit einem stehenden Heizröhrenkessel ohne Feuerbüchse, gebaut von W. Fitzner in Laurahütte 1893. Länge des Walzenkessels 8100, Dmr. 1500 mm; Länge des Sieders 6600, Dmr. 900 mm; Länge des Heizröhrenkessels 3100, Dmr. 2300 mm. Rauminhalt 31,0 cbm. Betriebsdruck 6,5 at. Bei der auf dem Zinkwalzwerk der Schlesischen A.-G. für Bergbau und Zinkhüttenbetrieb in Lipine, Kreis Beuthen-Land, am 12. Juli 10 Uhr 50 Min. erfolgten Explosion wurde der vorderste Schuß des Oberkessels ganz abgetrennt, während sich der übrige Mantel des Oberkessels vom Heizröhrenkessel und Schlammsammler löste. Die Feuerplatte riß der ganzen Länge nach glatt auf; da sie stark blau angelaufen ist, hat man als Ursache der Explosion Wassermangel anzusehen.
Eine Person wurde leicht verletzt.

9) Beweglicher Feuerbüchsenkessel mit vorgehenden Heizröhren, gebaut von Garrett, Smith & Co. in Magdeburg-Buckau

---

[1]) Nach der amtlichen Statistik des Deutschen Reiches.

1882, in Betrieb gesetzt 1902. Länge des zylindrischen Kesselmantels 1930, Dmr. 890 mm. Rauminhalt 1,25 cbm. Betriebsdruck 6 at. Der in der Lokomobile des Gutsbesitzers A. Hamm in Fürstenwerder, Kreis Marienburg, eingebaute Kessel, der in diesem Jahr angeblich überhaupt noch nicht benutzt worden war, sollte am 5. August in Betrieb genommen werden, explodierte aber vormittags 7 Uhr, ohne daß die Maschine in Gang gekommen war. Dabei zerriß der Mantel der äußeren Feuerbüchse vollständig. Als Ursache der Explosion ist Ueberschreitung des zulässigen Dampfdruckes anzusehen. Ein Sicherheitsventil, das in den Trümmern vorgefunden wurde, war beinahe ganz zugeschraubt.

Eine Person wurde getötet, eine schwer verletzt.

10) Liegender Einflammrohrkessel mit Schlammsammler, gebaut von Jacques Piedboeuf in Düsseldorf 1892 für das Drahtwalzwerk der Westfälischen Drahtindustrie in Hamm. Länge des Kesselmantels 6500, Dmr. 2300 mm; Länge des Schlammsammlers 1320, Dmr. 800 mm. Rauminhalt rd. 23,6 cbm. Betriebsdruck 7 at. Der Kessel wird durch die Abgase eines Wärmofens geheizt. Bei der am 19. August 12 Uhr 35 Min. morgens erfolgten Explosion wurden aus dem Scheitel des zweiten Flammrohrschusses zwei Stücke von 1 qm und 2,025 qm Fläche vollständig herausgedrückt. Die Ursache des Unfalles ist minderwertiges Kesselmaterial. Die nachträgliche Prüfung der zerrissenen Kesselteile ergab, daß keine einzige der Proben den Anforderungen voll entsprach, die an Schweißeisenfeuerblech gestellt werden. Es liegt ein besonders in der Querfaser sehr sprödes Material vor. Unmittelbar vor der Explosion hat, wie aus den Begleitumständen hervorgeht, eine Ofenexplosion stattgefunden, bei der vermutlich im Scheitel des zweiten Flammrohrschusses ein Riß entstanden ist. Infolge der hierdurch eintretenden Druckentlastung und starken Dampfentwicklung ist dann das minderwertige Flammrohrmaterial herausgedrückt worden.

Eine Person wurde getötet, eine wurde schwer und drei leicht verletzt.

11) Liegender Zweiflammrohrkessel zu Kraft- und Heizzwecken, gebaut von der Zeitzer Eisengießerei und Maschinenbau-A.-G. in Zeitz 1895. Länge des Kesselmantels 10800, Dmr. 1800 mm. Rauminhalt 21,63 cbm. Betriebsdruck 6 at. Die Explosion erfolgte am 3. September abends 8 Uhr auf der Braunkohlengrube mit Brikettfabrik der Braunkohlen-Abbau-Gesellschaft »Friedensgrube« in Kriebitzsch, Verwaltungsbezirk Altenburg. Hierbei ist der Kessel, besonders in seinem Mantel, in unzählige Stücke zerrissen worden, während die Flammrohre in größeren Teilen zusammenhängend geblieben sind. Einzelne Teile des Kessels sind bis zu 150 m weit geflogen. Vermutlich ist mangelhafte Beschaffenheit der Bleche des Kesselmantels (Schweißeisen) die Ursache der Explosion gewesen.

Eine Person wurde getötet, zwei Personen schwer und zwei leicht verletzt.

12) Liegender Zweiflammrohrkessel zur Krafterzeugung und zum Anwärmen von Sole, gebaut von Osterkamp & Co. in Aschersleben 1903 für die Badeanstalt von Hermann Bode in Aschersleben. Bei der am 26. September vormittags 10¼ Uhr erfolgten Explosion wurden die beiden Schüsse des Flammrohres von den Stirnböden nach der Mitte des Kessels zu dreieckartig zusammengedrückt und an ihrer Verbindungsstelle abgeschert, wobei das Blech unversehrt blieb. Die Untersuchung der Ausrüstungsteile ergab, daß das Sicherheitsventil verkeilt war; am Wasserstandstutzen waren beide Probierhähne verstopft, und der untere Wasserstandshahn war verschlossen. Das Manometer war so verstopft, daß es bei 17 at Probedruck nach einiger Zeit nur etwa 2 at anzeigte. Danach ist die Explosion sowohl auf Wassermangel als auch auf Ueberschreiten des zulässigen Höchstdruckes zurückzuführen.

2 Personen: der Kesselbesitzer und der Kesselwärter, wurden getötet.

13) Liegender Zweiflammrohrkessel mit Galloway-Rohren, gebaut von Wuth & Diederich in Halle a. S. 1880. Länge des Kesselmantels 10250, Dmr 2000 mm. Rauminhalt 24,836 cbm. Betriebsdruck 6 at. Bei der am 18. Oktober abends 8¾ Uhr in der Chemischen Fabrik von Engelcke & Krause in Halle-Trotha erfolgten Explosion wurde die Rundnaht zwischen dem ersten und dem zweiten Schuß des rechten Flammrohres etwa 1000 mm lang aufgerissen und klaffte an der weitesten Stelle 430 mm. Außerdem wurden die beiden ersten Schüsse des rechten Flammrohres auf rd. 1600 mm Länge eingebeult. Die Ursache des Unfalles ist Wassermangel, hervorgerufen durch Verstopfen der Zuführkanäle vom Wasserstandkörper nach den Wasserstandgläsern.

2 Personen wurden leicht verletzt.

14) Liegender Zweiflammrohrkessel zur Krafterzeugung und zum Kochen, gebaut von Paschke & Kästner in Freiberg 1887 für die Zellulosefabrik von Gebrüder Rößler, Rathmannsdorf, Amtshauptmannschaft Pirna. Der Kessel wurde nach etwa zweimonatiger Betriebsunterbrechung am 28. November gegen 10 Uhr vormittags bei entlastetem und geöffnetem Sicherheitsventil angeheizt. Gegen 11½ Uhr wurde das Sicherheitsventil, nachdem es abgeblasen hatte, geschlossen und mit dem zugehörigen Gewicht belastet. Bald darauf fand beim Oeffnen der Feuertür des rechten Flammrohres die Explosion statt, wobei das rechte Flammrohr in der Rundnaht des zweiten und dritten Schusses auf 1300 mm Länge und 350 mm größte Weite aufriß. Außerdem erhielt der zweite Flammrohrschuß rechts oben einen Riß von 330 mm Länge, der 100 mm auseinander klaffte. Ursache der Explosion ist Wassermangel. Zunächst sind beide Flammrohre glühend geworden und haben sich, nachdem das Sicherheitsventil geschlossen worden war, unter der Wirkung des Dampfdruckes eingebeult. Beim Oeffnen der rechten Feuertür ist dann infolge der eintretenden kalten Luft das rechte Flammrohr gerissen. Angeblich hat der Druck im Augenblick der Explosion nicht mehr als ½ at betragen.

Eine Person wurde schwer verletzt.

15) Liegender Einflammrohrkessel, gebaut von Petzold & Co. in Berlin 1896. Länge des Kesselmantels 7000, Dmr. 1500 mm. Rauminhalt 9,1 cbm. Betriebsdruck 7 at. Am 10. Dezember morgens 7 Uhr 10 Min. erfolgte in der Sägerei von Marie Stenzel in Gottesberg, Kreis Waldenburg i. Schl., die Explosion, bei der der Domboden abgerissen und etwa 5 m weit durch das Dach des Kesselhauses fortgeschleudert wurde. Die Bruchstelle zwischen Domboden und Dommantel wies ringsherum eine sehr mangelhafte Schweißung auf. In der Regel waren nur 2 bis 3 mm wirklich geschweißt; an manchen Stellen waren Mantel und Boden offenbar nur aneinander gepreßt, aber nicht durch Schweißung verbunden. Darauf dürfte der Unfall zurückzuführen sein.

Verletzt wurde niemand.

Nachtrag aus dem Jahre 1903.

Stehender einfacher Walzenkessel zum Einleiten von Dampf in den Backofen, erbaut vom Dorfschmied in Mulsum 1903 für die Bäckerei von Fr. Wille in Mulsum, Landkreis Stade. Länge des Mantels 600, Dmr. 500 mm. Rauminhalt rd. 0,06 cbm. Der Kessel wurde vom Besitzer bedient; er war von diesem nicht als genehmigungspflichtig angesehen und deshalb auch nicht angemeldet worden. Infolge zu hoher Spannung ist der nach unten gewölbte Boden, der durch Falzung mit dem zylindrischen Mantel verbunden war, zum Teil abgerissen, zum Teil abgebogen worden. An dem Kessel waren keinerlei Sicherheitsvorrichtungen vorhanden.

Verletzt wurde niemand.

Nach etwa zweijähriger Bauzeit ist in diesen Tagen **das neue Geschäftsgebäude des kaiserlichen Patentamtes** in Berlin, Fig. 1 und 2, dem öffentlichen Verkehr übergeben worden[1]). Es erhebt sich auf einem schiefwinkligen Grundstück, dessen Hauptfrontvon rd. 234 m Länge an der Gitschiner Straße im Süden Berlins liegt, und dessen Seiten von 145 und 62 m Länge durch die neue Verlängerung der Alten Jakob-Straße und die Alexandrinen-Straße gebildet werden. Von der Gesamtfläche von 23600 qm des Grundstückes sind zurzeit etwa 13200 qm bebaut, rd. 3000 qm sind für spätere Erweiterungsbauten verfügbar, und der Rest entfällt auf den Vorgarten und die zahlreichen Höfe. Das Gebäude enthält ein Untergeschoß, ein Erdgeschoß und drei Obergeschosse, deren Höhe 3,40 m im Untergeschoß und durchschnittlich 4,38 m in den oberen Geschossen beträgt. Im Untergeschoß sind die Räume für Versuchszwecke, alle Vorrats- und Lagerräume, insbesondre auch für schwere Modelle, sowie die Dienstwohnungen einiger Unterbeamten untergebracht. Das Erdgeschoß, das vornehmlich für den Verkehr mit dem Publikum bestimmt ist, enthält eine große Halle, die mit dem Haupteingang in Verbindung steht und den Zugang zu den Kassen, der gemeinsamen Auslegehalle für Patent-, Gebrauchsmuster- und Warenzeichensachen sowie den umfangreichen Annahmestellen vermittelt. Die Auslegehalle hat 670 qm Grundfläche und rd. 500 qm verfügbare Schrankfläche zur Aufstellung von Patentschriften und oft benutzten Büchern; sie ist also dem lebhaften Verkehr, der schon im alten Geschäftsgebäude geherrscht hat, angepaßt. Die Sitzungssäle und die große Zahl ein- und zweifenstriger

[1]) Für die nachstehenden Mitteilungen sowie für die Ueberlassung der beigefügten Zeichnungen sind wir den Architekten des neuen Gebäudes, den Regierungsbaumeistern Solf & Wichards, Berlin, zu Dank verpflichtet.

KAISERLICHES PATENTAMT

Fig. 1 und 2.

Das Kaiserliche Patentamt.

Grundriß des Erdgeschosses.

10 5 0 10 20 30 40m

Alte Jakobstraße 124,20

Ausgabesaal b

Kessel k

i

d h

Auslegehalle

Kasse g d e

f

Alexandrinenstraße

84,48 a c 84,48

41,50

Gitschiner Straße

a Annahmestelle
b Lesesaal
c Patentschriften-Vertriebstelle
d Aktenverteilung
e Aktenvertriebstelle und Kanzleidiener
f Beamtenwohnung
g Tresor
h Telephonzentrale
i Werkstatt
k Kesselhaus

Geschäftszimmer der Abteilungsmitglieder, Vorprüfer, Hülfsarbeiter und Bureaubeamten sind in den übrigen Geschossen verteilt. Unter den Geschäftsräumen verdient der Plenarsitzungssaal für 150 Personen, der 250 qm Grundfläche hat, hervorgehoben zu werden. Besonders umfangreich ist das Büchermagazin. Es hat 2400 qm benutzbare Grundfläche. Im Dachgeschoß sind unter anderm die Aufbewahrstellen für Modelle, Muster und Proben der drei Abteilungen sowie eine Glashalle zur Herstellung von Lichtpausen angeordnet.

Den geschäftlichen Verkehr im Innern des Hauses vermitteln 10 Treppen, die vom Erdgeschoß zum dritten Obergeschoß offen durchlaufen und mit dem Untergeschoß und dem Dachgeschoß durch verschließbare Läufe verbunden sind. Zur Unterstützung des Dienstverkehrs und zum Befördern von Akten und Büchern dienen außerdem 3 Personenaufzüge und 2 Lastenaufzüge mit elektrischem Antrieb.

Von der Ausführung des umfangreichen Bauwerkes gibt Fig. 1 ein anschauliches Bild.

Die Heizanlage ist in einem von den Geschäftsgebäuden getrennten Hause untergebracht; s. Fig. 2. Sie umfaßt 6 Zweiflammrohrkessel von je 90 qm Heizfläche und liefert durch mehrere Fernleitungen hochgespannten Dampf für die einzelnen im Keller liegenden Heizgruppen: 10 Warmwasser-Hauptgruppen für Geschäftsräume, Bibliothek und Plenarsitzungssaal, 7 Warmwasser-Nebengruppen für Auslegehalle, Präsidentenwohnung und Beamtenwohnungen und 5 Niederdruck-Dampfgruppen für Korridore, Aborte, Akten- und Packräume.

Für die Lüftung der Auslegehalle, der Sitzungssäle und der Bibliothek sind 5 geräumige Heizkammern vorhanden, aus denen gereinigte und vorgewärmte Luft durch elektrisch betriebene Ventilatoren in die Räume gedrückt wird.

Auf dem Fabrikhofe der Link-Belt Engineering Co. in Nicetown bei Philadelphia läuft ein elektrisch betriebener **fahrbarer Drehkran**, bei dem insbesondre die Art der **Stromabnahme** bemerkenswert ist. An der einen Seite des Gleises sind in Abständen von rd. 5 m niedrige Pfosten aufgestellt, deren jeder mit zwei übereinander befindlichen Kontakten versehen ist, von denen der eine mit der positiven, der andre mit der negativen Stromleitung in Verbindung steht. Am Untergestell des Kranwagens sind beiderseits übereinander zwei wagerechte Schienen befestigt, die mit Hülfe von Federn nach Art der Parallelogrammbewegung (vergl. nebenstehende Skizze) nach außen gerückt und so mit den Kontakten in Berührung gebracht werden können. Diese Schienen sind so lang, daß stets mindestens ein Kontaktpaar mit ihnen in Berührung kommen muß. Es ist ersichtlich, daß durch diese Anordnung die mancherlei Umstände und Schwierigkeiten, die durch eine Oberleitung auf einem Fabrikhofe verursacht werden, in geschickter Weise umgangen sind.

In den nächsten Wochen soll ein **elektrischer Probebetrieb auf der** Strecke Hauptzollamt-Praterstern der **Wiener Stadtbahn** nach der Krizikschen Anordnung[1]) durchgeführt werden. Den Zügen wird Gleichstrom von 3000 V in Dreileiterteilung zugeführt. Zwei Fahrdrähte dienen als Außenleiter und die Schienen als Nulleiter. Die Motorwagen sind mit je vier Motoren ausgerüstet, von denen je zwei hintereinander an die halbe Dreileiternetzspannung von 1500 V geschaltet sind. Der hochgespannte Gleichstrom wird — wahrscheinlich nur vorläufig — durch Drehstrom-Gleichstromumformer von dem städtischen Elektrizitätswerk geliefert. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 13. September 1905)

---

[1]) s. Niethammer, Die elektrischen Bahnsysteme der Gegenwart, Z 1905 S. 1068.

Die preußische Eisenbahnverwaltung hat vor kurzem die **Ausrüstung von 80 D-Zugwagen** mit rd. 1000 Lampen und von Schlafwagen mit etwa 240 Lampen für die **elektrische Beleuchtung** der östlich von Berlin verkehrenden D-Züge bestellt. Die Abteile I. und II. Klasse erhalten danach neben der vorhandenen Gasbeleuchtung je 4 über den Rückenlehnen angebrachte Glühlampen. Die Schlafwagen bekommen in jedem Halbabteil eine Stehlampe, die auch an der Wand aufgehängt werden kann und dann für zwei Reisende Licht zum Lesen bietet. Gleichzeitig ist die Einrichtung zur Erzeugung des Beleuchtungsstromes in 14 Packwagen bestellt worden. Der Strom wird in einer im Drehgestell aufgehängten Dynamomaschine, Bauart Rosenberg, mit Riemenantrieb von der Wagenachse erzeugt; die Dynamo arbeitet mit einer Batterie zusammen, um auch beim Halten des Zuges Strom zu geben. Die für Antrieb mit stark wechselnder Geschwindigkeit gebaute Maschine ist mit Hülfsbürsten versehen, deren Feld derart mit dem Magnetfeld zusammenwirkt, daß die Maschine stets Strom in gleicher Richtung und von nahezu gleicher Spannung gibt[1]). Vom Packwagen wird der Strom durch ein einpoliges, an jedem Wagen fest angebrachtes Kabel von 70 qmm Querschnitt weitergeleitet. Die Wagen III. Klasse und die Speisewagen erhalten Ueberbrückungskabel. Zur Rückleitung des Stromes dienen die Wagenuntergestelle. (Glasers Annalen 15. September 1905)

Seit dem Jahre 1903 besteht in den Vereinigten Staaten die Bestimmung, daß mindestens 50 vH aller zu einem **Güterzuge** vereinigten Wagen mit einer **durchgehenden Bremse**[2]) versehen sein müssen, die von dem Lokomotivführer bedient werden kann. Die Interstate Commerce Commission beabsichtigt, diesen Prozentsatz zu erhöhen, da Unfälle in der letzten Zeit die Notwendigkeit dafür ergeben haben sollen; zunächst werden Erkundigungen bei den Eisenbahngesellschaften eingezogen, um festzustellen, ein wie hoher Prozentsatz von Wagen überhaupt mit durchgehender Bremse ausgerüstet ist. (Iron Age 31. August 1904)

Brückenpfeiler von ungewöhnlicher Höhe sind für eine Eisenbahnbrücke über die Sioule bei Vauriat im französischen Departement Puy de Dome errichtet worden. Die Brücke nimmt eine eingleisige Eisenbahnstrecke auf und besteht aus einem Bogen von 144 m Spannweite und zwei Bogen von je 115 m Spannweite. Jeder Brückenpfeiler ist 92 m hoch, am Fuße 23 m lang und 13 m breit und unter den Widerlagern 21 m lang und 5,4 m breit. Der Oberbau besteht aus eisernen Gitterträgern, die Pfeiler aus Granitsteinen.

Ueber die **Funkentelegraphenlinie Berlin-Dresden**[3]) teilt die Zeitschrift für Elektrotechnik (Wien) mit, daß die Schwingungsfrequenz, mit der gearbeitet wird, 900000 beträgt. Die Wellen werden nicht nur von Oberschöneweide aus in Dresden (184 km), sondern auch in der Marinestation Marienleuchte auf der Insel Fehmarn (265 km) und in Karlskrona in Schweden (450 km) als gut lesbare Telegramme aufgenommen. Während der Nacht hat man in Dresden sogar Zeichen abgelesen, die von der Marconi-Station Poldhu in England (1223 km) abgegeben waren. Die Wellen dieser Station sind, wie dabei festgestellt ist, gegen 2000 m lang.

Die bis zum Jahre 1906 verschobene **Ausstellung in Mailand**[4]), durch die zugleich die Eröffnung des Simplon-Tunnels gefeiert werden soll, ist in erster Linie dem Verkehrswesen gewidmet. Auch das preußische Ministerium des Innern will die Abteilung Eisenbahnwesen beschicken, während in den Abteilungen Post, Telegraphie und Fernsprecheinrichtungen das Reichspostamt ausstellen wird.

[1]) Ueber die Konstruktion dieser Dynamo werden wir demnächst ausführlicher berichten.

[2]) Vergl. hierzu Z. 1904 S. 1669.

[3]) s. Z. 1905 S. 794.

[4]) Vergl. Z. 1903 S. 1198.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 161843. Kapselwerk-Kraftmaschine. F. Egersdörfer, Wiesbaden, und F. Linder sen., Barmen. Der im Längsschnitt U-förmige Flügelkolben f wird im Schlitze der Welle w und der Dichtungsscheiben s ohne Belastung des inneren Endes zwangläufig geführt durch ein in der Ringnut n laufendes Bogengleitstück g, das durch ein bei g_1, d_1 in f gelagertes kleines Kurbelviereck $g_1 a b c d_1$ mit der Dichtungswalze d verbunden ist, welche den durch die Feder h belasteten Dichtungsschuh e trägt. Die Gliedlängen des Kurbelvierecks sind so bemessen, daß d mit e bei der Lagenänderung von g stets in die zur Abdichtung erforderliche Lage gedreht wird.

Kl. 14. Nr. 161452. Turbinendüse. W. Fritsche, Berlin. Die Düse ist aus Teilen x und y zusammengesetzt, deren Innenflächen so gestaltet sind, daß die kleine Einströmöffnung f ein dem Kreise möglichst nahe kommendes Vieleck, die große Ausströmöffnung f_1 aber ein Quadrat oder Rechteck mit abgestumpften Ecken bildet. Die Anzahl der Teile x, y stimmt mit der Seitenzahl des Vielecks überein; sie werden innen so bearbeitet, daß ebene, hochglanzpolierte Flächen den Uebergang vom Vieleck zum Quadrat oder Rechteck bilden.

Kl. 14. Nr. 161453. Drehschiebersteuerung. W. Mayne, Mildura (Vict., Austr.). Während die mit Bogenschlitz f und Bogenmulde g versehene Scheibe c in der Pfeilrichtung umläuft, strömt Frischdampf durch e, f, v, o, n, u in das eine Zylinderende, während der Abdampf vom andern Ende durch u_1, n_1, q_1, p_1 (Bogennut im Schieberspiegel) in den Auspuff t entweicht; nach 180° Drehung erfolgt der umgekehrte Vorgang, wobei o_1, q und p wie o, q_1, p_1 wirken. Zum Aendern der Füllung und zum Umsteuern dienen ein Kegel h mit zwei Zungen h_1 und eine Hülse k mit zwei Zungen k_1, die bis in die Ebene des Schieberspiegels ragen. Durch Verdrehen von hh_1 mittels Zeigergriffes i kann der Dampfeinlaß v an o und o_1 verengt und somit die Füllung verkleinert werden. Wenn man k mittels Griffes m so verdreht, daß die andern Kanten von k_1 in die Mitten von o, o_1 fallen, und gleichzeitig die Hähne q, q_1 umstellt, wird die Maschine umgesteuert.

Kl. 47. Nr. 161433. Selbstschließendes Ventil. C. Wellmann, Bielefeld. Der Führungszylinder f für den Ventilkolben gl hat oben eine Ausbauchung q. Wird die Druckstange o von Hand oder durch einen Schwimmer niedergedrückt, so öffnet sie das Entlastungsventil e, dann das Hauptventil d, der Zylinder f wird durch l dicht abgeschlossen, und sein Inhalt (Wasser) entweicht durch e. Hört der Druck von o auf, so wird e durch m geschlossen, g durch das bei i eindringende Druckwasser langsam gehoben, und sobald l seine Führung in f verläßt, setzt sich d genau auf seinen Sitz, auch wenn dieser nicht genau gleichachsig mit f sein sollte.

Kl. 46. Nr. 161733. Sperrung des Auspuffventiles. Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz. Damit das Auspuffventil v beim Saughube nicht aufgesaugt und auch der äußere Luftdruck nicht auf das Steuergestänge übertragen werde, ist an der Spindel d bei b ein Sperrglied ef gelagert, das sich gegen ein festes Widerlager k stützt, kurz vor Beginn des Auspuffhubes aber durch einen bewegten Maschinenteil (Gestänge ilg des Wälzhebels a) von k entfernt wird; k kann auch an d und b am Maschinengestell angebracht werden.

Kl. 46. Nr. 161754. Kühlwasser-Rückkühler. E. Soller, Basel. Das zu kühlende Wasser wird durch Stutzen s in zwei Sätze flacher, je einen Halbring bildender Kühlröhren k (Nebenfigur) links ein- und rechts ausgeführt. Innerhalb $k\,k$ läuft ein Flügelrad r um, das zwischen den Flachröhren einen Luftstrom erzeugt. Kühl- und Versteifungsrippen t zwischen den Flachröhren k stehen tangential zu r, um dem Luftstrom keinen Widerstand zu bieten.

Kl. 46. Nr. 161560. Einlaßventilsteuerung. Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz. Wenn die Steuerstange f den Hebel d anhebt, öffnet die Feder a das Einlaßventil b, und die Größe der Eröffnung wird nach dem Kraftbedarf durch das vom Regler einstellbare Auflager e bestimmt. Wenn aber f das Ventil gegen den Federdruck geschlossen hält, stützt sich d auf einen festen Stützpunkt l, und e ist entlastet, so daß der Regler in dieser Zeit einstellen kann.

Kl. 47. Nr. 161654. Schwinghebelgetriebe. G. A. Simon, Lahr (Baden). Um der Schubstange h bei unveränderlichem Ausschlag uv der Kurbelscheibe s einen veränderlichen Hub zu erteilen, ist in dem Kurbelviereck $aedc$ der Punkt a verstellbar und das Glied $f = de = dc$ gemacht. Je weiter e von c entfernt ist, desto größer wird der Ausschlag xy; fällt e auf c, so bleibt h in Ruhe.

Kl. 47. Nr. 161688. Lagerdichtung. M. Jahncke, Hamburg. Auf dem Wellenzapfen a ist eine bei h, k . . . mehrfach abgestufte und mit einem Flanschansatz ed versehene Scheibe b befestigt, die in entsprechende Ausdrehungen des Lagerkörpers c eingreift, so daß eine vielfach gebrochene Fuge entsteht, die das Eindringen von Staub und dergl. verhindert.

Kl. 46. Nr. 161906. An- und Absteller für Ventilatoren. H. Paschold, Saalfeld a/S. Die vom Rade b des Uhrwerkes a umgetriebene Kurbel c hebt bei jedem Umlaufe mittels Gestänges dge die Bremse he des Ventilators v aus, und zwar für längere oder kürzere Zeit, je nachdem man die Anschlagmuttern ff auf g niedriger oder höher einstellt.

Kl. 47. Nr. 161907. Kugellager. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. Die Kugeln werden durch Federn auseinander gehalten, so daß man die erforderliche Anzahl ohne jede die Laufringe schwächende Einfüllöffnung einbringen kann. Kommt Druck auf die Laufringe, so vergrößert sich der Abstand der unter Druck stehenden Kugeln, wodurch der Federdruck und die sonst vorhandene Reibung aufhört.

Kl. 60. Nr. 161942. Beharrungsregler. W. Jahns, Offenbach a/M. Die bei d, d_1 in einem Querträger c der Achse b gelagerten Schwungkörper a, a_1 sind zu zweiarmigen Hebeln e, e_1 ausgebildet und greifen mit Rollen k, k_1 in Führungsbahnen g, g_1 der Beharrungsmasse f, die so gestaltet sind, daß bei jedem Ausschlage die beiden Schwerpunkte und die 4 Stützpunkte der Belastungsfedern i, i_1 in einer durch die Achse von b gehenden Geraden $x\,x$ liegen. In einer Abänderung sind die Schwunghebel in f gelagert und die Führungsbahnen im Querstück c angebracht, wobei für die äußere Stützung der Belastungsfedern besondre Teller an b befestigt sind.

D. R. G. M. Nr. 198741. Belichtungsmesser. A. Kaufmann, Wiesbaden. Ueber einer runden Pappscheibe *a*, die am Rande der Vorderseite die Belichtungszeiten in Sekunden von $^1/_{128}$ bis 1440 trägt, kann eine zweite kleinere *b* gleichachsig gedreht werden, auf der in sektorähnlichen Feldern die verschiedenen Arten der aufzunehmenden Gegenstände und getrennt davon drei Merkstriche für die Empfindlichkeit der Plattensorte aufgetragen sind; eine dritte noch kleinere, ebenfalls gleichachsig drehbare Scheibe *c* enthält am Rande die Blendennummern und einen Pfeil für die Empfindlichkeit der Platten. Die Rückseite der Scheibe *a* ist in Kreisausschnitte für die einzelnen Monate geteilt, und unter den Monatsnamen sind auf gleichachsigen Ringen die Tagesstunden vor- und nachmittags, an denen überhaupt Aufnahmen gemacht werden können, und Grundbelichtungszeiten für vier verschiedene Witterungsarten eingezeichnet. Darüber dreht sich eine kleinere Papptafel *d* mit einem radialen Schlitz, unter dem die Tagesstunden und Grundbelichtungszeiten des Monats, auf den der Schlitz eingestellt ist, sichtbar werden. Die so gefundene Grundbelichtungszeit sucht man auf der Vorderseite der Scheibe *a* auf, stellt darüber *b* richtig ein, ferner *c* mit dem Pfeil auf den Merkstrich in *b* und kann nun für jede Blende die richtige Belichtung ablesen.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Zum absoluten Mafssystem.

Der auf S. 1299 dieser Zeitschrift abgedruckte Bericht von Hrn. Prof Runge fordert zur Kritik heraus. Nach der Erklärung, das technische Maßsystem sei genau eben so absolut wie das sogen. absolute Maßsystem, definiert Hr. Runge unter 2) das Kilogrammgewicht als »Gewicht einer Masse von 1 kg ....«. Es ist also, wie es scheint, Hrn. Runge nicht gelungen, eine Definition für das Kilogrammgewicht zu geben, in welcher das Wort Masse nicht vorkommt. Es wird damit eine hübsche offizielle Bestätigung gegeben, daß das absolute Maßsystem ursprünglicher, voraussetzungsloser ist als das technische. Auch eine Aenderung der Definition könnte diesen Eindruck nicht mehr verwischen.

Ob die Wünsche 2) und 3) Aussicht auf allgemeine Annahme haben, ist sehr fraglich. Die international geeinigten Elektrotechniker müßten doch auch einverstanden sein.

Wünschenswert ist es dagegen, wie Hr. v. Bach ausführte, beide Maßsysteme ihrer natürlichen Entwicklung zu überlassen. Dazu gehört nichts weiter als eine neue Bezeichnung für das Kilogrammgewicht. Ich schlage dafür das Wort Kilograv vor, von gravis, schwer. Entsprechende Bezeichnungen wären Grav, Milligrav, auch Megagrav für das Gewicht einer metrischen Tonne. Als Zeichen dürfte für das Grav das »w«, also für das Kilograv »Kw« dienen (für v in Grav das verwandte w).

Die vom Dresdner Bezirksverein mit Recht gerügten Unklarheiten würden dabei durch Aenderung eines einzigen Zeichens beseitigt.

Zürich. Adrian Baumann, Elektrotechniker.

Zu der Bemerkung des Hrn. Adrian Baumann habe ich zu erwidern, daß die Definition des »Kilogrammgewichtes« natürlich auch ohne das Wort »Masse« gegeben werden kann, als das Gewicht eines gewissen im Pavillon von Breteuil niedergelegten Körpers aus Platin-Iridium, genau so wie die Masse eines Kilogramms als die Masse eben dieses Körpers definiert wird.

Der Vorschlag des Wortes Kilograv ist nicht übel.

Hochachtungsvoll

Potsdam, 15. September 1905. C. Runge.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **26.** und **27.** Heft erschienen; sie enthalten:

E. Roser: Die Prüfung der Indikatorfedern.
H. F. Wiebe und **R. Schwirkus:** Beiträge zur Prüfung von Indikatorfedern.
A. Staus: Einfluß der Wärme auf die Indikatorfeder.
R. Schwirkus: Ueber die Prüfung von Indikatorfedern.
R. Schwirkus: Auf Zug beanspruchte Indikatorfedern.

Der Preis dieser beiden in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 2 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können die beiden Hefte zusammen für 1 *M* beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 40. **Sonnabend, den 7. Oktober 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Die Einführung des elektrischen Betriebes bei den vereinigten Londoner Stadtbahnen.

Von **K. Meyer**, Berlin.

Die bisher mit Dampf betriebenen Londoner Stadtbahnen, in den inneren Stadtteilen Untergrundbahnen und in den äußeren Stadtteilen und Vororten oberirdische Bahnen mit eigenem Bahnkörper, teilweise auch als Nebengleise der von London ausgehenden Fernbahnen eingerichtet, sind seit einigen Jahren in einer Ringgesellschaft vereinigt, unter deren Einfluß auch nachträglich die London United Tramway Co. gekommen ist. Die Hauptglieder der den Namen Underground Electric Railways Company of London, Limited, führenden Ringgesellschaft sind die Metropolitan District Railway und die Metropolitan Railway. Beide Gesellschaften sind sich schon lange zum gemeinschaftlichen Betriebe der von ihren Strecken gebildeten inneren Ring-Untergrundbahn näher getreten. Der engere Zusammenschluß ist aber hauptsächlich durch den Wettbewerb der im Jahre 1900 eröffneten Central London Electric Ry. bewirkt worden, einer von Shephards Bush nach Bank Station geführten, von vornherein elektrisch betriebenen Unterpflasterbahn. Nächst der einheitlichen Gestaltung und Ermäßigung der Fahrpreise und der sonstigen gegenseitigen Förderung der einzelnen Bahnen war der Hauptzweck der Vereinigung die Einführung eines einheitlichen elektrischen Betriebes auf allen Stadt- und Vorortstrecken. Für die Strecken der Metropolitan Railway ist ein eigenes Kraftwerk in Neasden mit neun Unterstationen errichtet worden. Die Probefahrten haben schon im Dezember v. J. stattgefunden [1]). Getrennt davon ist für die Metropolitan District Railway und die übrigen Bahnen, deren Untergrundstrecken teilweise noch im Bau begriffen sind, ein Kraftwerk am Chelsea Creek errichtet und die Ausrüstung der Strecken begonnen worden. Die an der Vereinigung zur Einführung des elektrischen Betriebes beteiligten Bahnen sind nachfolgend aufgeführt.

	Streckenlänge
Metropolitan District Railway nebst fremden Betriebstrecken	66,0 km
Metropolitan Railway	39,5 »
Baker Street and Waterloo Ry.	8,5 »
Great Northern, Picadilly and Brompton Ry.	12,5 »
Charing, Euston and Hampstead Ry.	13,0 »
Edgware and Hampstead Ry.	9,5 »
Watford and Edgware Ry.	10,0 »
insgesamt	159,0 km.

[1]) Z. 1905 S. 34.

Eine Uebersicht über die Lage der Bahnen gibt der Plan Fig. 1.

Der Plan für den elektrischen Betrieb, das Ergebnis langwieriger sehr eingehender Studien, ist ähnlich dem, wie er z. B. für die Hoch- und Untergrundbahnen in New York durchgeführt ist. Zum Betriebe wird in den beiden Elektrizitätswerken: Neasden, das im wesentlichen für die Strecken der Metropolitan Railway allein dient, und Lots Road, Chelsea, für alle übrigen Strecken, Drehstrom von 11000 V erzeugt. Der hochgespannte Strom wird durch Kabel Unterstationen zugeführt, von denen 8 für die Metropolitan-Bahn und 23 für die Metropolitan District-Bahn und die kleineren Strecken errichtet werden. In den Unterstationen wird die Drehstromspannung durch Transformatoren zunächst auf 370 V erniedrigt, um dann den Drehstrom in synchronen Umformern in Gleichstrom von 550 bis 600 V umzuwandeln, der zur Speisung der Motorwagen verwendet wird. Der Gleichstrom wird den Wagen durch eine seitliche dritte Schiene zugeführt. Zur Rückleitung dient eine weitere Stromschiene in der Mitte des Gleises. Die Züge werden aus drei Motorwagen und vier Anhängewagen zusammengesetzt. Alle Wagen haben gleiche Abmessungen und ruhen auf zwei zweiachsigen Drehgestellen. Bei den Motorwagen ist eines der Drehgestelle mit zwei 200pferdigen Motoren versehen.

In nachfolgendem sind die Anlagen der Metropolitan District Railway beschrieben. Abgesehen vom Kraftwerk sind die Anlagen der Metropolitan Railway fast übereinstimmend nach denselben Grundsätzen ausgeführt, so daß ich nicht besonders darauf einzugehen brauche. Die Einrichtungen des großen Kraftwerkes am Chelsea Creek sind in dieser Zeitschrift bereits früher besprochen worden [1]). Es enthält im ersten Ausbau 64 in zwei Stockwerken übereinander angeordnete Kessel von Babcock & Wilcox und 8 Turbodynamos, Bauart Parsons-Westinghouse, von je 5500 KW Leistung bei 1000 Uml./min, 11000 V Spannung und $33^1/_3$ Per./sk. Die Ausrüstung kann in dem jetzigen Gebäude noch um zwei Turbodynamos und die zugehörigen 16 Kessel vergrößert werden.

Den früheren Angaben möge noch hinzugefügt werden, daß für die raschlaufenden Maschinen eine Zentralschmieranlage nebst besonderer Kühlanlage für das im Gebrauch stark erhitzte Oel eingerichtet worden ist. Die acht Turbinen

[1]) Z. 1904 S. 576.

Fig. 1. Lageplan.

- Metropolitan District Railway
- Metropolitan Railway
- Central London Electric Railway
- fremde Betriebstrecken der Metropolitan District Railway
- Vorortstrecken von Fernbahnen
- ● Umformwerke der Metropolitan District Railway
- ◎ » » » Railway

und Drehstromerzeuger verbrauchen für die Lagerschmierung zusammen 1200 ltr/min. Die Kühlanlage ist außerhalb des Krafthauses in einem eigenen rd. 15 m hohen turmartigen Gebäude untergebracht, in dessen Keller- und Erdgeschoß drei große Kühler und Oelbehälter aufgestellt sind; im obersten Stockwerk stehen Oelfilter und Hochbehälter, während im mittleren Stockwerk ein Speisewasserbehälter untergebracht ist. Die Druckbehälter stehen rd. 9 m über den Turbinengrundplatten. Von ihnen führen zwei Röhren von 150 mm l. W. zum Maschinenraum, dessen ganze Länge sie, einen Ring bildend, durchlaufen. Dieser Ring ist mit den Lagern der Turbinen verbunden, und Ablaufröhren leiten sodann das Oel in das Kellergeschoß, von wo es durch elektrisch betriebene Kreiselpumpen durch die Kühlvorrichtungen und nach den Filterbehältern hinaufgedrückt wird, um schließlich in die Hochbehälter zurückzukehren. Die Kühler sind in der Weise ausgebildet, daß das Kühlwasser aus dem Fluß in einen Behälter gepumpt wird, den das Oel in einer Messingrohrschlange durchströmt. Die drei Kühler haben je rd. 58,5 qm Kühlfläche.

Sehr bemerkenswert ist die Schaltanlage des Werkes,

Fig. 2. Anordnung der Speisekabel.

a Drehstrommaschinen
b Hochspannungs-Oelschalter für die Maschinenleitungen
c Maschinen-Sammelschienen
d Verbindungsschalter
e Gruppenschalter
f Verteil-Sammelschienen
g Verteilschalter
h Hochspannungs-Oelschalter der Umformerwerke
i Sammelschienen der Umformerwerke
j Transformatoren
k Umformer

nicht so sehr der Spannung von 11000 V und der Leistung von 55000 KW (nach vollem Ausbau) halber, als vielmehr wegen der großen Zahl der zu speisenden Umformerwerke. Für die District-Bahn allein sind 15, für die übrigen Strecken noch 9, zusammen also 24 Umformerwerke von Lots Road aus zu bedienen. Der unbedingten Betriebsicherheit wegen sind die 8 oder 10 Maschinen des Werkes in Gruppen zu je zweien unterteilt, und ebenso werden die einzelnen Maschinen der Umformerstellen durch eigene Kabel gespeist. Die Kabel einer Umformerstelle aber sind im Werk an getrennte Maschinen angeschlossen. Dazu kommen noch einige Reserve- und Aushülfskabel, so daß von dem ausgebauten Werk insgesamt 68 Speisekabel ausgehen, s. Fig. 2. Außer der Gruppenschaltung zu zweien auf einen abtrennbaren Sammelschienensatz können die Maschinen, wie aus Fig. 2 ersichtlich, einzeln auf je einen Satz Verteilschienen geschaltet werden, während die einander benachbarten Zweimaschinengruppen zur Verteilung der Belastung im gegebenen Falle miteinander zu verbinden sind. Schließlich sind noch die einzelnen Maschinen für sich abschaltbar. Das gibt nach vollem Ausbau fast 100 Schalter, die möglichst einheitlich zu bedienen sind: ein Fall, in dem man wohl schwerlich um die Verwendung von Schaltern mit Fernsteuerung herumkommen könnte, wenn derartige Schalter nicht schon wegen der Sicherheit für die Bedienungsmannschaft vorzuziehen wären. So sind denn hier für alle vorstehend erwähnten Schaltungen einheitlich die mit Elektromotorantrieb versehenen Oelschalter der Westinghouse Co. eingebaut worden, die denen der General Electric Co. ganz ähnlich und früher schon eingehend dargestellt worden sind[1]). Die Zusammenfassung der ausgehenden Kabel in Gruppen von je 6 bis 8 ist gewählt worden, um für die Kabel je zwei Oelschalter hintereinander zu haben, dabei aber nicht für jedes einzelne Kabel den zweiten der Sicherheit dienenden Schalter besonders aufstellen zu müssen, sondern die letzteren für die einer Gruppe angehörenden Kabel vereinigen zu können. Außer den erwähnten Oelschaltern sind, wie auch sonst üblich, Trennschalter vorgesehen, die, wenn sie nicht unter Spannung stehen, mittels Holzstangen bedient werden. Die Schalttafeln sind teils als Tischfelder für die Maschinen, teils als Wandfelder für die Verteilung ausgeführt, Fig. 3, und auf einer seitlichen Bühne aufgestellt, auf die nur Gleichstrom von 125 V für die Erregung und die Betätigung der Oelschalter sowie Meßwechselströme von 110 V gelangen. Von den Oelschaltern sind die Maschinenschalter, die Sammelschienen-Verbindungsschalter und die Verteil-Gruppenschalter nur von Hand durch Elektromotor zu bedienen, während die Verteil-Einzelschalter von Hand und selbsttätig durch Zeitrelais ausschaltbar sind. Zur Ueberwachung der selbsttätigen Schalter dienen Glocken und Signallampen.

Fig. 3.

a Stromerzeuger
b Maschinenschalter
c Schalttafel und Schalttisch für die Maschinen
d Schalttafel für die Verteilleitungen
e Maschinen-Sammelschienen
f Sammelschienen-Verbindungsschalter
g Sammelschienen für die Verteilleitungen
h Gruppen- und Verteilschalter

Nach den Umformerwerken wird der Strom durch dreifach verseilte Litzenkabel mit Papierisolation geleitet, von denen drei verschiedene Größen verwendet sind, und zwar solche, deren einzelne Phasenleiter rd. 97, 122 und 161 qmm Querschnitt sowie 0,177, 0,144 und 0,112 Ohm/km Widerstand haben. Der äußere Durchmesser der drei Kabelsorten beträgt 102, 107 und 112 mm. Von diesen Kabeln sind zunächst 460 km zu verlegen, von denen 125 auf die kleineren Bahnlinien entfallen, nach deren Vollendung nochmals 125 km notwendig werden, so daß das ganze Hochspannungsnetz dann 585 km umfassen wird. Die Speisekabel folgen zum großen Teil den Bahnstrecken. Zum Teil liegen sie auch unter öffentlichen Straßen, wo sie des öfteren Aufreißens der Straße wegen eines besondern Schutzes bedürfen. Die Kabel sind deshalb, wie es bei zeitgemäßen Anlagen geboten ist, in eigenen Gruben verlegt und durch Tonröhren geschützt, die innerhalb der Grube vollständig in Beton eingebettet sind. Auf einzelnen Strecken sind in einem Graben 64 Kabel untergebracht. Die Kabelröhren sind außen achteckig, damit sie vor dem Einbetonieren gut aufliegen. Die gemauerten Einsteigschächte sind in der Längsrichtung durch eine Wand geteilt, so daß bei vorkommenden Arbeiten nur die Hälfte der Kabel ausgeschaltet zu werden braucht. In den Tunneln sind zur Führung der Kabel an den Wänden Pfosten mit vorn offenen Sprossenfächern aufgestellt, auf denen die Kabel in einer Reihe übereinander ruhen.

Die Kabelverbindungen sind in der in Fig. 4 und 5 dargestellten Weise ausgeführt. In der Figur 4 ist der Schnitt durch eine Kabelader geführt, hinter der die beiden andern umwickelten Leiterenden sichtbar sind. An den Kabelenden ist die Blei- und Isolationshülle des Kabels auf etwa 330 mm und die Isolation der einzelnen Kabeladern auf etwa 70 mm entfernt. Die Aderenden sind dann etwas auseinander gebogen und mit denen des folgenden Kabels zusammengestoßen. An den blanken Verbindungsstellen sind sie mit einer Kupferhülse umgeben, verlötet und darüber mit getränktem Leinenband umwickelt und lackiert. Die Aderenden sind verschieden lang, so daß die drei Verbindungsstellen nicht unmittelbar nebeneinander liegen. Die Aderenden sind, um sie zusammenzuhalten, mit drei Ringen aus Isolationsband umwickelt, und über die Verbindungen ist ein Bleimantel gezogen, der an den Bleimänteln der Kabelenden über einen Bleiring umgebördelt, verlötet und umwickelt ist. Der Hohlraum zwischen den Aderenden und dem Bleimantel ist schließlich mit Asphalt ausgegossen und das Eingußloch verlötet.

Fig. 4 und 5. Kabelverbindung.

Die Lage der 15 Umformerwerke zur Speisung der District-Bahn geht aus Fig. 1 hervor, und Zahlentafel 1 gibt eine Uebersicht über die Zahl und Leistung ihrer Maschinen.

[1]) Z. 1904 S. 1768; 1905 S. 424.

Zahlentafel 1.

Umformerwerk	Zahl der Umformer	Leistung der Umformer KW	Gesamtleistung des Umformerwerkes KW
Sudbury	2	800	1600
Hounslow	2	800	1600
Kew Gardens	2	1200	2400
Mill Hill Park	3	1200	3600
Ravenscourt Park	2	1500	3000
Earls Court	3	1500	4500
Wimbledon Park	2	1200	2400
Putney Bridge	2	800	1600
South Kensington	2	1500	3000
Victoria	2	1200	2400
Charing Cross	4	1500	6000
Mansion House	2	1500	3000
Whitechapel	3	1500	4500
Campbell Road	2	1200	2400
East Ham	2	1200	2400
zusammen	35	—	44 400

Mit Ausnahme des Charing Cross-Umformerwerkes sind die Gebäude und die Ausrüstung der Umformerwerke einander sehr ähnlich; als Muster für alle möge hier das Mill Hill Park-Werk, Fig. 6 und 7, dargestellt werden. Die Gebäude bestehen aus Ziegelmauerwerk und enthalten einen bis zum Dach reichenden Maschinenraum, in dem 2 bis 3 rotierende Umformer aufgestellt und die Fundamente für eine weitere Maschine vorgesehen sind. Daneben läuft eine Bühne, auf der die Transformatoren und die Hochspannungs-Sammelschienen untergebracht sind. An der hinteren Bühnenwand sind die Schalttafeln angebracht und in dem Raum dahinter die Hochspannungsschalter, gegenüber der zweiten Außenwand. In den Kammern zu ebener Erde an jedem Ende der Bühne stehen einerseits die Gebläse, welche die Kühlluft für die Transformatoren abgeben, anderseits ein Kompressor und ein kleiner Umformer, welche die Druckluft und den Gleichstrom für die Signaleinrichtungen der Bahnstrecken liefern. Die Werke sind mit Laufkranen für 8 oder 12 t, je nach der Größe der aufgestellten Umformer, versehen. Zwei davon, Mansion House und Victoria, mußten, da kein Grundstück neben der Bahn erhältlich war, unmittelbar über dem Bahntunnel, teilweise auch über der betreffenden Haltestelle errichtet werden.

Das Charing Cross-Umformerwerk bildet in verschiedener Hinsicht eine Ausnahme. Zunächst ist es mit vier 1500 KW-Umformern das größte von allen, wenn ihm auch die Werke Earls Court und Whitechapel nach vollem Ausbau gleichkommen werden. Sodann aber ist es wegen seiner unterirdischen Lage besonders bemerkenswert, und schließlich hat es noch außer dem ihm zufallenden Abschnitt der District-Bahn die Baker Street-Waterloo-Bahn und zudem noch die Personenaufzüge der umliegenden Haltestellen mit Strom zu versorgen. Die unterirdische Kammer für das Werk, Fig. 8 und 9, liegt unmittelbar nördlich von der Charing Cross-Haltestelle. Sie ist 24,4 m lang, 14,2 m breit und 9,75 m hoch. Die Decke ruht ohne Unterstützung durch Säulen auf schweren Trägern. Der Fußboden liegt rd. 6 m unter den Bahnsteigen des benachbarten Bahnhofes. Bei der Errichtung des Umformerwerkes ist vom Bahnsteig her in der Breite der späteren Schaltbrettbühne eine schiefe Ebene hergestellt worden, auf der die Maschinen heruntergelassen wurden, um dann mittels des 12 t-Laufkranes aufgestellt zu werden.

Das Charing Cross-Umformerwerk wird aus vier Drehstromkabeln gespeist und gibt den Betriebs-Gleichstrom durch 24 Kabel weiter, neben denen noch Kabel für die Aufzüge und für Beleuchtung sowie für Drehstrom ausgehen. Die Anordnung der Leitungen und der Maschinen und Geräte ist aus dem Schaltbild, Fig. 10, ersichtlich, das die bereits oben erwähnte Unterteilung, die Austauschbarkeit und die mehrfache Sicherung der Einheiten erkennen läßt. Die Maschinen sind hier, wie auch in den andern Unterstationen, mit 900 mm Abstand sehr dicht aneinander gerückt; auch die Abstände bis zum Schaltbrett, das auf dem Maschinenraumboden steht, sind nicht groß. Die Sicherheit bleibt aber gewahrt durch die Aufstellung der Transformatoren auf einer 4,5 m hohen Bühne mit Ziegelmauerwerkboden und der Hochspannungsschalter in einem vollständig abgeschlosse-

Fig. 8 und 9. Umformerwerk Charing Cross.

nen, wenn auch wieder etwas schmalen Raum mit ausgemauerten Fächern. Die Hochspannungs-Oelschalter werden von Hand mittels gut isolierter Hebel und Stangen oder durch selbsttätige Relais betätigt. Gebläse, Kompressor und Signaldynamo sind auch hier vorgesehen.

Die Ausrüstung der Bahnstrecken mit den Stromschienen und die Verlegung der Anschlußkabel wurde im Juli 1902 begonnen und war Ende 1904 vollendet. Die ausgerüsteten Strecken sind insgesamt 66 km lang, wovon 47 km auf die Metropolitan District Railway selbst, 11,35 km auf die Richmond-Wimbledon-Strecke der London and South Western Railway und 7,65 km auf die Whitechapel and Bow Railway und die miteinbezogenen Strecken der London, Tilbury and Southend Railway entfallen. Bei der Ausrüstung dieser Strecken wurde auch überall, wo es erforderlich schien, der Oberbau erneuert. Alle neuen Schwellen sind der Feuersicherheit wegen aus Mahagoniholz hergestellt. Die lange Zeit, welche zu der Ausrüstung gebraucht wurde, erklärt sich daraus, daß namentlich auf den Strecken der inneren Stadt nur von 1 Uhr bis 5 Uhr nachts gearbeitet werden konnte. Zeitweise waren 1000 Arbeiter beschäftigt. Die Stromzuführung ist hier ähnlich wie auf der Metropolitan-Bahn, da ja Züge beider Bahnen den Innenring befahren. Die Stromschienen, Fig. 11, wiegen 49,6 kg/m und bestehen aus Flußeisen, das nur 0,07 vH Kohlenstoff enthält. Der elektrische Widerstand dieses Eisens ist $6^1/_2$- bis 7 mal größer als der des Kupfers, während der gewöhnliche Schienenstahl 12 mal größeren Widerstand als Kupfer hat. Ein ansehnlicher Teil der Stromschienen ist aus Deutschland bezogen worden, da die englischen Eisenhütten sich erst auf die Herstellung einrichten mußten. Im ganzen sind auf den 66 Kilometern Bahnstrecke fast 13000 t Stromschienen verlegt worden, da-

Fig. 6 und 7. Umformerwerk Mill Hill Park.

Fig. 10.

Schaltbild des Umformerwerkes Charing Cross.

a Speiseleitungen
b Trennschalter
c Meßtransformator
d Hochspannungs-Oelausschalter
e Rückstromrelais
f Synchronismus-Anzeiger

Fig. 11. Stromschiene.

von 1/3 aus Deutschland. Die positive Stromschiene liegt außerhalb des Gleises, 406 mm von der Innenkante der nächsten Fahrschiene und 75 mm über Schienenoberkante, Fig. 12. Sie ist gegen das Gleis zu mit einem, an Stellen jedoch, wo Bahnwärter usw. die Gleise überschreiten müssen, mit zwei Schutzbrettern versehen. Die Rückleitungsschiene liegt in der Mitte des Gleises 38 mm über Schienenoberkante. Beide Stromschienenstränge ruhen auf Isolatoren aus verglastem und getränktem Steingut mit Kopf und Fuß aus schmiedbarem Guß. Die Isolatoren für beide Schienenstränge gleichen einander, nur daß der für die Zuleitungsschiene einen höheren Fuß hat. Die Konstruktion ist recht einfach, gestattet aber kein gutes Ausrichten der Höhenlage der Schiene. Die Schienenverbinder an den Stößen, Fig. 13 und 14, sind je zwei 115 und 230 mm lange Bänder aus vierkantig gepreßter Kupferlitze von 226 qmm Querschnitt, die an der Unterfläche

Fig. 12. Lagerung der Schienen.

des Schienenfußes befestigt sind. Zur Befestigung dienen angegossene Köpfe aus vollem Kupfer. Die Köpfe haben einen hülsenförmigen Ansatz, der in die Schienenlöcher geschoben und durch Eintreiben eines Stiftes festgehalten und an die Lochwandung gepreßt wird. Kurz vor dem Einziehen werden die vorher gebohrten Schienenlöcher, um ihre Oberfläche metallisch rein zu machen, noch ein wenig aufgerieben.

Fig. 13 und 14.

Stoß der Stromschienen.

Die Stromschienen sind in gegeneinander isolierte Abschnitte unterteilt, deren Länge je nach der Verkehrsdichte der Strecken bemessen ist. Außerdem ist auf jedem Bahnhof ein Abschnitt von etwa 100 m Länge vorgesehen, etwas länger als ein einzelner stärkster Zug. Jeder doppelgleisige Stromschienenabschnitt wird durch vier Kabel gespeist — eines für jede Zuleitung und Rückleitung. Die Speisekabel bestehen aus Kupferseil mit Gummiisolation und Bleimantel. Die Kabel für die 100 m-Abschnitte auf den Bahnhöfen enthalten 61 Drähte von 2,77 mm Dmr. und haben 19 mm Dmr., die für alle andern Streckenabschnitte haben 169 gleich starke Drähte und 38 mm äußeren Durchmesser. Die in Kanälen verlegten Speisekabel sind durch Mahagonipfosten, die auf zwei Drittel ihrer Länge ausgebohrt und unten mit einem seitlichen Einführloch versehen sind, emporgeführt und am Kopf des Pfostens mit einem wagerecht liegenden ⊥-Stück aus Kupfer verbunden. Von dem ⊥-Stück gehen drei angelötete Kabelenden nach den Stromschienen, wo sie wieder an einem gemeinsamen, mit der Stromschiene verschraubten Kupferbarren verlötet sind. Insgesamt sind rd. 35 km Speise- und Verbindungskabel erforderlich gewesen.

Die Bahnhöfe, insbesondre die unterirdischen, sind mit Rücksicht auf unbedingte Feuersicherheit umgestaltet worden. An Stelle der hölzernen Bahnsteige sind solche aus Beton eingebaut, in denen Einsteigschächte für die Kabelkanäle vorgesehen sind. Die Kanten der Bahnsteige nach den Gleisen zu sind mit hellen gerieften Kacheln abgedeckt, wodurch sie leicht erkennbar sind und Sicherheit gegen Ausgleiten bieten. Die Treppen sind ebenfalls in feuerfestem Material neu hergestellt, und die frühere Gasbeleuchtung ist durch elektrische ersetzt worden. Einige Bahnhöfe mußten etwas verlängert werden, um für die elektrischen Züge auszureichen.

Bei der Haltestelle Mill Hill Park ist eine Ausbesserungswerkstätte errichtet worden. Die Schienen der Zufahrtsgleise und die zugehörigen Stromschienen sind leichter als die in der normalen Strecke. Das Werkstättengebäude ist rd. 225 m lang und 66 m breit und in drei Hallen geteilt, die für die Holzbearbeitung, für die Reinigung und Hauptreparatur und für die Lackiererei bestimmt sind. Das Gebäude wird von 11 Gleisen durchzogen und kann 25 Züge von je 7 Wagen aufnehmen. Statt der hier unzulässigen Stromzuführung durch Stromschiene ist im Innern der Werkstätten oberirdische Stromzuführung eingerichtet. Hierzu dienen Gleise aus Wulsteisen, die seitlich über den Zuggleisen mit Holzstangen an der Dachkonstruktion aufgehängt sind. Auf diesen Gleisen laufen kleine vierrädrige Stromabnehmer und leiten den Strom durch zwei biegsame Kabel zu den Stromabnehmerschuhen der Bahnwagen. Die Hauptreparaturwerkstätte in der Mitte des Gebäudes enthält fünf Gleise mit 1,2 m tiefen Arbeitsgruben.

Die Züge der District-Bahn bestehen aus je drei Motorwagen und vier Anhängewagen. Von den Motorwagen steht einer an der Spitze, einer am Schluß und einer in der Mitte des Zuges. Alle Wagen haben die gleichen äußeren Abmessungen, und zwar 15100 mm Länge über den Buffern, 3710 mm Höhe über Schienenoberfläche und 2705 mm äußerste Breite, Fig. 15 und 16. Sie ruhen auf je zwei zweiachsigen Drehgestellen, von denen bei den Motorwagen eines mit zwei 200pferdigen Motoren versehen ist. Die Wagenkasten sind an beiden Enden aus Flußeisenblechen gebildet, die in Rahmen aus Mahagoniholz eingelassen und mit dem Bodenrahmen, dem Seitenrahmen und dem Dach durch eiserne Winkel verbunden sind. Die Buffer liegen in der Längsachse des Wagens. Die Kupplungen sind selbsttätig. Der Bodenrahmen besteht aus eisernen Trägern, die mit Holz ausgefüttert sind. Alles verwendete Holz ist nach dem Verfahren der Fire Resisting Corporation in Fulham unverbrennlich gemacht. Die Seitenwände sind außen mit Aluminiumblech verkleidet. Die Wagen sind eng gekuppelt und die Zwischenräume durch zusammenschiebbare Gitter überbrückt. An jedem Wagenende und in Wagenmitte sind auf beiden Seiten Türen angeordnet, die auf Rollen in Kugellagern verschiebbar sind und gleichzeitig vom Zugführer mittels Druckluftkolben geöffnet und geschlossen werden können. Die Anhängewagen und der mittlere Motorwagen haben je 52, die End-Motorwagen je 48 in der Längsrichtung angeordnete Sitzplätze, von denen die vor den Türen Klappsitze sind. Die festen Sitze sind durch Armlehnen voneinander getrennt. Zur Beleuchtung dienen 30 bis 35 16kerzige Glühlampen, deren Strom von dem Motorenstrom abgezweigt wird, und die als 110 V-Lampen zu fünfen hintereinander geschaltet sind.

Die Motorwagen am Anfang und Ende des Zuges haben an einem Ende einen reichlich bemessenen Führerraum und zum Teil auch einen Gepäckraum. Der mittlere Motorwagen ist im allgemeinen wie ein Anhängewagen eingerichtet, jedoch an einem Ende mit Fahrschalter und Bremsvorrichtungen versehen, so daß durch eine Drehtür das Ende als Führerraum

Fig. 15 und 16. Wagen der District-Bahn.

abgeschlossen werden kann, wenn zeitweise ein Zug von nur vier Wagen fahren soll.

Die Motordrehgestelle der Treibwagen, Fig. 17 bis 19, haben Seitenrahmen aus Stahlguß und Querträger aus Flußeisen. Die Belastung der Achsbüchsenfedern wird durch Hebel und Zugstangen ausgeglichen. Der Drehzapfenträger ist mit Gelenkstücken und zwei Doppelblattfedern am mittleren Querträger aufgehängt. Die Achsen werden von den Motoren durch Zahnradübersetzung angetrieben. Der Achsstand beträgt 1980 mm, der Raddurchmesser 915 mm und der Achsendurchmesser rd. 180 mm. Die Laufdrehgestelle sind ähnlich, nur fehlen bei den Seitenrahmen wegen des kleineren Achsstandes von 1525 mm die mittleren senkrechten Stützen und die Schrägen. Die 200 pferdigen Motoren der British Thomson-Houston Co., Bauart *GE* 69, für 550 V Spannung haben ein einteiliges geschlossenes Gehäuse. Der Anker ist in den an beiden Stirnseiten vorgesehenen runden Verschlußdeckeln gelagert und durch die Oeffnungen herausnehmbar. Die Motorbreite ist nach dem Abstand von 1270 mm zwischen den Radnaben bemessen. Die Motoren werden mittels der Vielfach-Gliedersteuerung Sprague-Thomson-Houston geschaltet, die auch auf der Bahn Berlin-Gr.-Lichterfelde-Ost[1]) benutzt wird. Als Bremsen sind die ebenfalls bekannten Druckluftbremsen der Westinghouse Co. eingebaut.

Fig. 17 bis 19. Motordrehgestell.

Ueber den Betrieb der District-Bahn ist anzuführen, daß er übereinstimmend mit dem auf der Metropolitan-Bahn durchgeführt werden soll, deren Strecken- und Wagenausrüstungen durchweg den vorstehend beschriebenen ähnlich sind. Auf den jetzt schon in Betrieb gekommenen Strecken beträgt die Beschleunigung der Züge beim Anfahren etwa 0,45 m/sk. Die Züge wiegen unbelastet 163 t. Die mittlere Geschwindigkeit richtet sich nach der Dichte der Haltestellen. Auf der District-Bahn wird sie im allgemeinen 26,5 bis 27,5 km/st betragen, auf dem Innenring indessen nur 25 km/st, entsprechend einer Gesamtfahrzeit von 50 min auf der 21 km langen Strecke,

[1]) Ausführung der Union E.-G., Z. 1903 S. 848.

gegen 70 min beim Dampfbetrieb. Auf den Außen- und Vorortstrecken, die längere Abstände zwischen den Haltestellen aufweisen, soll die mittlere Geschwindigkeit auf 29 bis 32 km/st hinaufgesetzt werden. Bei Abständen von rd. 1500 m wird dabei die Höchstgeschwindigkeit etwa 48 km/st betragen. Die Zugfolge ist auf dem Innenring zunächst auf 3 min festgesetzt, doch soll diese Zeit bei vollständiger Durchführung des elektrischen Betriebes noch auf die Hälfte vermindert werden, so daß dann 40 Züge in der Stunde verkehren werden.

Die Bewegungsverhältnisse von Steuergetrieben mit unrunden Scheiben.

Von W. Hartmann.

(Schluß von S. 1589)

V. Betrachtung des vollständigen Bewegungsvorganges.

Aus der Zusammenstellung der Ergebnisse unter A und *D* oder der Figuren 29 und 30 einerseits sowie 36 und 37 anderseits ergibt sich sofort eine vollkommene Uebersicht über die Bewegungsvorgänge für eine Form der unrunden Scheibe, bei der nach Art der Figur 14 die Anhubfläche tangential und geradlinig aus der unteren Rast herauswächst.

Fig. 39 stellt das Getriebe mit Anlauffläche (*ABC*) und Ablauffläche (*C'B'A'*) nebst den vollständigen Polbahnen dar. Um die Polbahn des Schiebers (*b*) besser hervortreten zu lassen, ist auf diesem eine Platte *T* angeordnet, welche die Polbahn in Form eines Ausschnittes zeigt. Auf der Scheibe *a* sind die Polbahnäste gezeichnet zu denken.

Für die Bewegung von *A* bis *B* rollen die Aeste $O \rightarrow P$ und $O_1 \rightarrow P_1$ aufeinander ab, für die Bewegung von *B* bis *C* dagegen die Aeste $P \rightarrow O$ und $P_1 \rightarrow P_m$. Fallen die Pole *O* und P_m zusammen, so ist der Schieber um den Weg 6 *C* gehoben. Nunmehr vollführt die Polbahn der Scheibe *a*, während die obere Rast unter der Spitze des Schiebers hinweggleitet, eine Kippbewegung um den Punkt *O* von der Größe des Rastwinkels γ. Für den Niedergang auf dem Bogen *C'B'* rollen die Aeste $O \rightarrow P'$ und $P_m \rightarrow P_1'$ und darauf die Aeste $P' \rightarrow O$ und $P_1' \rightarrow O_1$ aufeinander ab.

Die Polbahnäste schneiden einander bei *P* und *P'* bezw. bei *P'* und P_1' unter spitzem Winkel. Die Geschwindigkeit des Schiebers (*b*) wächst auf dem Bogen 0 = 3 entsprechend den Fahrstrahlen der Polbahn der Scheibe (*a*) oder entsprechend den Ordinaten der Polbahn des Schiebers (*b*) rasch bis zu ihren Höchstwert $v_{max} = OP \cdot w$ im Wegpunkt 3 und sinkt alsdann schnell wieder auf null herab.

Der Höchstwert wird aber erzeugt durch den Schnitt zweier verschiedener Kurven. Mithin findet nicht ein allmählicher, sondern ein plötzlicher Uebergang vom Wachsen zum Abnehmen statt, der nur durch einen Stoß vermittelt werden kann.

Die Größe dieses Stoßes läßt sich mit Hülfe unsrer Diagramme leicht feststellen.

In Fig. 40 sind die beiden auf die Zeit bezogenen Diagramme Fig. 30 und Fig. 38 vereinigt. Dem Bewegungsverlauf auf der Geraden *AB*, während der Zeit 0 bis 3, entspricht die linke Hälfte, demjenigen auf dem Bogen *BC*, während der Zeit 3 bis 6, die rechte Hälfte der Figur 40. Im Punkte 3 wechselt die Wegkurve plötzlich ihre Krümmung. Daher bekommt die Geschwindigkeitskurve hier einen Knick, und die Beschleunigung springt plötzlich von dem positiven Werte $f_3^+ = 3 F_3$ auf den negativen $f_3^- = 3 F_3'$ über. Soll demnach die Spitze des Schiebers im Punkte *B* die Hebefläche nicht verlassen, so muß zunächst die positive Beschleunigung f_3^+ vernichtet und alsdann die negative f_3^- hervorgerufen werden; mit andern Worten: es muß der Schieber (*b*) im Punkte *B* entgegengesetzt zu seiner Bewegungsrichtung eine Gesamtbeschleunigung $f_b = f_3^+ + f_3^-$ erfahren. Auf die Masse *m* des Schiebers (*b*) muß daher eine Kraft $Q = f_b m$ einwirken.

Welche Größe diese Kraft anzunehmen vermag, soll an einigen Beispielen erläutert werden.

1) Das auf den Schieber (*b*) reduzierte Gewicht des Steuergestänges einer Viertaktgasmaschine, deren Kurbel

Fig. 39.

Vollständiges Getriebe mit polarem Wegdiagramm sowie polarem und rechtwinkligem Geschwindigkeitsdiagrammen.

150 Uml./min macht, beträgt 100 kg. Dann ist $m = \frac{100}{9{,}81} \infty 10$,

$w = \frac{75\,\pi}{30} = 7{,}86$ und $w^2 = 62$.

Nach meinen Originalzeichnungen würde werden:

$$v = 0{,}105 \cdot 7{,}86 = 0{,}8 \text{ m/sk}$$
$$f = 0{,}46 \cdot 62 = 28{,}5 \text{ m/sk}^2$$
$$Q = 285 \text{ kg.}$$

2) Würde die gleiche Anhubfläche bei einer unrunden Scheibe zur Steuerung einer Zweitaktmaschine von $n = 170$ Uml./min (bei der die Steuerwelle die gleiche Umlaufzahl wie die Kurbel hat) und einer Gestängemasse von 100 kg Gewicht verwandt, so würde werden:

$$w = \frac{\pi\ 170}{30} = 17{,}8$$
$$w^2 = 316$$
$$v = 0{,}105 \cdot 17{,}8 = 1{,}87 \text{ m/sk}$$
$$f = 0{,}46 \cdot 316 = 145 \text{ m/sk}$$
$$Q = 145 \cdot 10 = \mathbf{1450\ kg}.$$

Diese Kräfte erreichen oder übersteigen, namentlich im zweiten Falle, recht erheblich diejenigen Federspannungen, welche man bei den Einlaßventilen von Gasmaschinen unter Voraussetzung der bisher gebräuchlichen kraftschlüssigen Steuerungen aus bekannten Gründen (Sicherung gegen Aufsaugen) anwenden muß. Mit andern Worten: die Federn können den Beschleunigungsdruck Q nicht leisten; mithin müssen die Gestänge springen.

Fig. 40.
Auf die Zeit bezogenes Bewegungsdiagramm.

Fig. 41.
Auf den Weg bezogenes Kraft- und Arbeitsdiagramm.

Wie aber auch die Steuerungen sonst beschaffen sein mögen, ob kraftschlüssig oder paarschlüssig, immer ist zu beachten, daß die Massen nicht, wie hier vorausgesetzt wurde, urplötzlich in dem Maße verzögert werden können, wie es notwendig wäre, wenn gar kein Spielraum zwischen der Schieberspitze und der Hebefläche entstehen sollte. Jede Aenderung des Bewegungsvorganges erfordert Zeit, mithin müssen Steuerungen mit unrunden Scheiben der behandelten Art stoßen und klappern. Außerdem ist es klar, daß die höheren Elementenpaare unter dem Einfluß der störenden, wie Hammerschläge wirkenden Kräfte von solcher Größe und Zahl schnell ihre Form verlieren, und daß die Lager und Antriebräder der Steuerwelle ebenfalls großen Abnutzungen unterworfen sein müssen, was bekanntlich durch die Erfahrung vollauf bestätigt wird.

Ein nicht zu weit abliegender Vergleich wird die Wirkung der Beschleunigungen von solcher Größe, wie sie in den vorstehenden Beispielen ermittelt worden ist, noch treffender, als Zahlen allein dies vermögen, kennzeichnen.

Denkt man sich in Fig. 39 die unrunde Scheibe a festgehalten und den Steg c nach rechts bewegt, so geht die Spitze des Schiebers b zunächst der geraden Strecke AB nach; vom Punkt B ab soll sie auf den Kreisbogen BC geführt werden. Den Linienzug ABC kann man sich leicht als die Mittellinie eines Eisenbahngleises vorstellen. Bekanntlich werden aber bei den Eisenbahnen zwischen geradlinigen und kreisförmigen Strecken zur allmählichen Ueberführung der Züge in die um den Mittelpunkt der Kurve stattfindende Drehungsbewegung Uebergangskurven eingeschaltet, die in der geraden Strecke mit dem Krümmungshalbmesser ∞ beginnen und in der kreisförmigen Strecke mit dem Krümmungshalbmesser dieser letzteren endigen[1]. Außerdem wird durch die Schienenüberhöhung der Wirkung der Normalbeschleunigung zu begegnen gesucht. Die hier vorgenommene kinematische Umkehrung zeigt auch ohne mathematische Berechnungen, daß die übliche Formung der unrunden Scheiben (vergl. u. a. Taschenbuch der Hütte 18. Aufl. S. 1042) gegen die feinere Auffassung verstößt, welche man auf andern Gebieten der Technik der richtigen **Leitung der Bewegung** zuteil werden läßt.

Nun könnte eingewandt werden, daß bei den Eisenbahnen die Bewegungsverhältnisse wegen der höheren Geschwindigkeit der fahrenden Züge viel ungünstiger liegen müßten als bei unsern Beispielen. Allein hierauf ist zu erwidern, daß es nicht auf die Geschwindigkeit, sondern auf die Beschleunigung oder Verzögerung ankommt, denn diese allein bestimmt die Größe der wirkenden Kraft.

Es ist nicht uninteressant, die Verzögerung eines fahrenden Eisenbahnzuges mit den in unsern Beispielen ermittelten Größen zu vergleichen. Ein Zug, der mit 90 km/st Geschwindigkeit fährt, hat eine Geschwindigkeit $v = 25$ m/sk. Die Weglänge, auf der ein solcher Zug zum Stehen gebracht wird, wird rd. zu 300 m bemessen. Alsdann beträgt die Verzögerung $f = \frac{2s}{v^2} = \frac{600}{625} = 1 \text{ m/sk}^2$.

In unserm ersten Beispiel betrug die lineare Verzögerung $28{,}5$ m/sk², in dem zweiten sogar 145 m/sk². Würde der Eisenbahnzug mit derartigen Verzögerungen zum Stehen gebracht, so geschähe dies im ersten Fall in einer Zeit $t = \frac{v}{f} = \frac{25}{28{,}5} = 0{,}88$ sk und auf einem Wege $s = f\frac{t^2}{2} = \frac{28{,}5 \cdot 0{,}88^2}{2} = 11$ m und im zweiten Fall in einer Zeit $t = \frac{25}{145} = 0{,}172$ sk und auf einem Wege $s = \frac{145 \cdot 0{,}172^2}{2} = 2{,}2$ m. In beiden Fällen würden derartige Verzögerungen nur durch Zusammenstöße zweier Züge möglich sein. Dieses Beispiel zeigt besser als die Zahlen, welchen Beanspruchungen die Steuergetriebe mit Nockenscheiben ausgesetzt sein können.

VI. Dynamische Beziehungen.

Unter Berücksichtigung derjenigen Entwicklungen, die ich in meiner »Dynamischen Theorie der Dampfmaschine« niedergelegt habe[2], lassen sich aus dem Diagramm Fig. 40 noch einige bemerkenswerte Folgerungen ableiten.

Der rein mathematische Zusammenhang zwischen der Beschleunigungs- und Geschwindigkeitskurve ist folgender:

$$\frac{dv}{dt} = f = \varphi(t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

$$v = \int_0^t f\,dt = \int_0^t \varphi(t)\,dt \quad . \quad . \quad . \quad (20).$$

Mithin stellt z. B. die Geschwindigkeit $v_3 = 3\,V_3$ den Inhalt der Fläche $0\,F_0\,F_3\,3$ dar. Die mittlere Beschleunigung

[1] Bei dem Bau der Berliner Stadteisenbahn war die Gleismittellinie ohne Berücksichtigung der Uebergangskurven abgesteckt worden. Die nachträgliche Einfügung der letzteren auf dem bereits fertig gestellten Viadukt bereitete beträchtliche Schwierigkeiten und konnte schließlich nur unter Beseitigung von Brüstungsteilen an zahlreichen Stellen vorgenommen werden.

[2] Vergl. Z. 1892 S. 1 u. f.

für den Zeitabschnitt 0 bis 3 wird gefunden, indem man als Geschwindigkeitskurve (Integralkurve) eine von 0 ausgehende Gerade $0\,V_3$ annimmt. Der Schnittpunkt dieser Linie mit einer in der Entfernung a (Einheit des Maßstabes) vom Nullpunkt abstehenden Geraden bestimmt die Höhe der mittleren Beschleunigung; denn die Integralkurve eines Rechteckes ist eine gerade Linie.

Zwischen der Weg- und der Geschwindigkeitskurve besteht die allgemeine Beziehung:

$$\frac{ds}{dt} = v = \psi(t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

$$s = \int_0^t v\,dt = \int_0^t \psi(t)\,dt \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

Mithin kann man hier die gleiche Betrachtung für die Auffindung der mittleren Geschwindigkeit anwenden.

Die ganze auf den Weg bezogene Beschleunigungsarbeit geht in die Masse des Schiebers b (d. i. in das Gestänge der Steuerung) über; sie muß also in dieser in der Form von kinetischer Energie $\left(m\frac{v^2}{2}\right)$ enthalten sein. Werden demnach in Fig. 41 die Beschleunigungen und Geschwindigkeiten als Funktionen des Weges dargestellt, so muß

$$\int_0^s m f\,ds = \frac{m v^2}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

sein.

Die den Zeitpunkten 0 bis 6 der Figur 40 entsprechenden Wegpunkte sind in Fig. 41 ebenfalls mit 0 bis 6 bezeichnet.

Wird die Masse gleich eins gesetzt, so ist es nur nötig, eine Kurve für $\frac{v^2}{2}$ zu verzeichnen. Das geschieht nach Maßgabe der Figur 42 mit Hülfe der mittleren geometrischen Proportionale, indem man

$$a : v = v : x$$

setzt und die Hälfte von x als Ordinate in Fig. 41 aufträgt. Die Wuchtkurve $0\,W_3$ ist mithin die Integralkurve für die von der Beschleunigungskurve im Koordinatensystem nach oben hin begrenzte Fläche. Die Endordinate $3\,W_3$ stellt die gesamte Beschleunigungsarbeit für die Masse 1 dar.

Fig. 42.

Weitere dynamische Betrachtungen lassen sich nunmehr leicht entwickeln. Hier sollte nur gezeigt werden, daß unsere Methode unmittelbar in das Gebiet der Dynamik hineinführt und alle diejenigen Fragen zu klären vermag, über die der Konstrukteur unterrichtet sein muß, wenn er einen Mechanismus richtig erkennen oder anordnen will.

Fig. 41 läßt noch viel stärker als Fig. 40 die Diskontinuität in dem Bewegungsvorgang erkennen. Die willkürliche Kombination zweier verschiedener Bewegungsarten ist unmittelbar aus der Tatsache erkennbar, daß die Polbahnäste, Fig. 39, einander stets, und zwar in diesem besondern Falle sogar unter spitzen Winkeln, schneiden. Da am Schieber b die Strecke $O_1 P_m$ den Weg $6\,C$ darstellt, so stimmt die Polbahn $O_1 P_1 P_m$ mit der Geschwindigkeitskurve in dem Diagramm Fig. 41 genau überein.

Die Polbahnen der Getriebe bilden bei richtiger Deutung nichts andres als Geschwindigkeitsdiagramme, sie sind mithin wesentliche Hülfsmittel für die Beurteilung der Bewegungsverhältnisse von Getrieben und Getriebekombinationen.

VII. Die gesetzmäßige Konstruktion unrunder Scheiben und der Einfluß von Formabweichungen auf den Bewegungsverlauf.

Es kann nunmehr die Frage erörtert werden, ob es möglich ist, unrunde Scheiben für bestimmte, im voraus festgesetzte Bewegungsverhältnisse zu erzeugen. Hierbei muß aber unterschieden werden zwischen der Konstruktion auf dem Zeichenbrett und der Ausführung in der Werkstatt. Es ist unmittelbar klar, daß es möglich ist, die Formen von unrunden Scheiben rechnerisch und zeichnerisch für beliebige Bewegungsgesetze festzulegen; denn man hat nur nötig, das angenommene Gesetz mathematisch zu entwickeln und in Kurven zeichnerisch darzustellen. Die Uebertragung der Ordinaten der Wegkurve eines solchen Diagrammes auf die Fahrstrahlen der unrunden Scheibe, und zwar von dem Grundkreise der unteren Rast ab, liefert alsdann die Begrenzung für den Nocken. Es ist mir nicht unbekannt, daß in manchen Fabriken in dieser Weise verfahren wird. Die so erhaltene Kurve wird schließlich aber durch eine andre mit Hülfe von Werkzeugmaschinen erzeugbare ersetzt.

Die Abweichungen, welche hierbei zum Vorschein kommen, sind unter Umständen verhältnismäßig klein, sie üben aber trotz alledem manchmal einen sehr fühlbaren Einfluß auf die Bewegungsverhältnisse der von den unrunden Scheiben angetriebenen Gestänge aus, und diese Tatsache ist meines Wissens bisher weder bekannt gewesen, noch beachtet worden.

Lediglich zu dem Zweck, das Verständnis für diese eigenartige Einwirkung geringer Abweichungen einer wirklich ausgeführten Kurve von der theoretisch richtigen vorzubereiten, habe ich in Z. 1905 S. 163 einen Aufsatz veröffentlicht, der den Genauigkeitsgrad und das Geschwindigkeitsverhältnis bei Verzahnungen behandelt, und darin gezeigt, daß beispielsweise bei einer Evolventenverzahnung eine Abweichung der wirklichen Eingrifflinie von der theoretischen Geraden in der Größe von $^1/_{600}$ mm genügt, um während des Eingriffes zweier zusammengehöriger Zähne eine Geschwindigkeitschwankung zwischen beiden Rädern von rd. 2 vH hervorzubringen. Selbst mit den besten Zahnräder-Hobelmaschinen wird niemals ein solcher Genauigkeitsgrad erreicht werden können, wie er in dem genannten Beispiel vorausgesetzt worden ist. Die Tatsache dürfte unmittelbar einleuchten, daß bei abgenutzten Zahnrädern die Flankenbegrenzungen sehr stark von der theoretisch richtigen Form abweichen. Diese Umstände erklären es, daß dort, wo viele Zahnräder dauernd in rascher Bewegung sind, wie in Mühlen u. dergl., nicht nur das bekannte summende Geräusch auftritt, sondern auch die Gebäude, und selbst die weitere Umgebung, sich in beständiger schwingender Bewegung befinden. Zahnräder sind, wenn sie ruhig gehen sollen, eben nur für langsame Bewegung zu gebrauchen.

Der Zusammenhang der Zahnräder mit den Nockenscheiben ist sehr innig; denn bei beiden wird das Bewegungsgesetz durch die Polbahnen ausgedrückt. Die Polbahnen der Zahnräder sind die Teilkreise. Wenn es schon unter Annahme kreisförmiger Polbahnen sehr schwer, wenn nicht unmöglich ist, Zahnformen zu erzeugen, die dem angenommenen Bewegungsgesetze tatsächlich entsprechen, so liegt die Ueberlegung sehr nahe, daß es bei Polbahnen von solch komplizierter Gestalt, wie sie sich aus dem angenommenen Bewegungsgesetz einer Nockenscheibe ergeben, geradezu unmöglich ist, die Gestalt des Nockens auch nur einigermaßen genau der theoretisch richtigen Form anzupassen.

Um das Gesagte besser zu erläutern, führe ich in Fig. 43 die Abbildung einer Nockenscheibe vor, die zur Steuerung einer Gasmaschine gehört. Die Zeichnung, welche mir vorlag, enthielt keine Maßzahlen für die Gestaltung des Nockens; es ließ sich aber feststellen, daß der Hub 20 mm, der Halbmesser der unteren Rast 165 mm betrug und daß der Bogen BC aus dem Mittelpunkte M_0' mit einem Halbmesser von 100 mm geschlagen war. Hieraus ergab sich der Halbmesser des Bogens AB, welcher sowohl den unteren Rastkreis im Punkt A als auch den Abrundungskreis BCB' tangieren muß, rechnerisch zu 470,38 mm.

Die Gestaltung des Nockens ließ die Vermutung aufkommen, das sie in gesetzmäßiger Weise vorgenommen sei, und daß der dargestellte Korbbogen eine Annäherung an die theoretisch richtige Gestalt bilden solle.

Untersucht man die Schubkurve zunächst mit Hülfe der Verfahren, die unter IV gegeben sind, so erhält man in Fig. 43

die beiden Polbahnen, welche den zeichnerischen Ausdruck des Geschwindigkeitsgesetzes bilden. Das Bogenzweieck ist die Polbahn des Schiebers b, die aus zwei Schleifen bestehende Kurve ist die Polbahn der Scheibe a. Aus der Tatsache, daß sich die Aeste dieser Polbahnen unter sehr spitzen Winkeln schneiden, geht unmittelbar hervor, daß in dem Punkte B der unrunden Scheibe ein Sprung in der Bewegung stattfinden muß. In der Tat trifft dies zu, wie aus dem auf die Zeit bezogenen Bewegungsdiagramm Fig. 45 hervorgeht. Obgleich in diesem die Wegkurve anscheinend einen sehr guten Verlauf nimmt, bekommt die Geschwindigkeitskurve in der Ordinate B einen scharfen Knick, und die Beschleunigungskurve fällt von dem Werte $+BF_b$ auf den Wert $-BF_b'$ herab.

Nach meinen Originalzeichnungen beträgt die Strecke F_bF_b' 0,29 m. Die Steuerwelle, auf der die Nockenscheibe sitzt, soll 167 Uml./min machen, welchem Wert eine Winkelgeschwindigkeit von $w = 17{,}5$ in Teilen von π entspricht. Die Beschleunigung im Punkte B wird hiernach $f = 0{,}29 \cdot 17{,}5^2 = 105$ m/sk², also rd. 10½ mal so groß wie die Erdbeschleunigung. Bei dem vorliegenden Beispiel wird aber die Bewegung der unrunden Scheibe, durch Hebelübersetzung um das 2½fache vergrößert, auf die Ventilmasse übertragen. Diese muß also im Punkte B eine Beschleunigung von 262,5 m/sk² erfahren. Selbst wenn die Masse nur rd. 30 kg beträgt, so verursacht sie allein einen Stoß von rd. 800 kg, wozu aber noch der Stoß hinzukommt, der durch das Gestänge hervorgerufen wird.

Fig. 43.

Korbbogenförmige Begrenzung des Nockens als Annäherung eines angenommenen Bewegungsgesetzes

Fig. 44.

Sinoidische Begrenzung des Nockens.

Wie bereits angedeutet, läßt die sanft abgerundete Gestalt des Nockens in Fig. 43 vermuten, daß sie nicht zufällig gewählt, sondern auf Grund voraufgegangener Berechnung konstruiert worden ist. In der Tat kommt man zu einer Wegkurve, die derjenigen in Fig. 45 mit winzigen Abweichungen gleichkommt, wenn man, wie in Fig. 46 geschehen ist, von der Annahme ausgeht, daß die Beschleunigungskurve eine gerade Linie bildet, die genau in der Mitte des Weges bezw. der Zeit den Wert 0 bekommt. Aus dieser Annahme ergeben sich durch einfache Entwicklungen folgende Formeln:

1) für die Beschleunigung

$$f = f_0 - 2\frac{f_0}{t_1}t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24);$$

2) für die Geschwindigkeit

$$v = f_0 t - \frac{f_0}{t_1}t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25);$$

3) für den Weg

$$s = f_0 \frac{t^2}{2} - \frac{f_0}{t_1}\frac{t^3}{3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26).$$

Darin bedeutet f_0 die Beschleunigung im Punkte 0 oder die Verzögerung im Punkte 9 und t_1 die Zeitdauer von 0 bis 9. Da der Nocken genau einen Viertelkreis umspannt, so entspricht der halbe Nocken dem achten Teile einer Umdrehung. Mithin erhält man für die Zeit t_1 bei einer Umlaufzahl von 167 i. d. Min. den Wert $t_1 = \frac{60}{8{,}167} = 0{,}045$ sk. Der größte Weg 9 C in Fig. 43 beträgt $s_{max} = 0{,}02$ m, und demnach wird $f_0 = 59{,}23$ m/sk². Werden die Werte $t = 0{,}045$ sk und $f_0 = 59{,}259$ m/sk² in die Formeln eingesetzt, so erhält man nach genauester Berechnung für die einzelnen Punkte des Diagrammes Fig. 46 die in der folgenden Zahlentafel zusammengestellten Größen, Spalten 4 bis 6.

Um den Maßstab für die zeichnerische Darstellung festzulegen, ist $\frac{f_0}{w^2}$ zu bilden, wobei w sich aus der Bedingung $t_1 w = \frac{2\pi}{8}$ zu 17,453 und $w^2 = 304{,}62$ ergibt. Der Maßstab für die Beschleunigung wird demnach für $w = 1$ wie folgt gefunden:

$$\text{Maßstab } f_0 = \frac{59{,}259}{304{,}62} = 0{,}1946 \text{ m}.$$

Die Ordinaten 0 und 9 der Beschleunigungsgeraden, Fig. 46, sind diesem Werte proportional.

Die Ordinaten der Beschleunigungskurve nehmen nach einer geraden Linie ab und sind deswegen in der Zahlentafel nicht besonders aufgeführt. Dagegen enthält diese die be-

1	2	3	4	5	6	7	8
			Kurve nach Formel 26			Sinoide	Korbbogen
Abszissenpunkt	Zeit t sk	Winkel w^0 Grad	Geschwindigkeit v m/sk	$\frac{v}{w}$ mm	Weg s mm	Weg s mm	Weg s mm
0	0,000	0	0,000	0,0	0,0	0,0	0,0
1	0,005	5	0,264	15,1	0,6	0,6	0,4
2	0,010	10	0,461	26,4	2,4	2,3	1,7
3	0,015	15	0,593	34,0	5,1	5,0	4,1
4	0,020	20	0,660	37,8	8,4	8,3	6,9
4,5	0,0225	22,5	0,667	38,3	10,0	10,0	10,0
5	0,025	25	0,660	37,8	11,6	11,7	10,6
6	0,030	30	0,593	34,0	14,9	15,0	14,7
7	0,035	35	0,461	26,4	17,6	17,7	17,6
8	0,040	40	0,264	15,1	19,4	19,4	19,4
9	0,045	45	0,000	0,0	20,0	20,0	20,0

näher kommt, erhält man unter der Voraussetzung, daß die Begrenzung des Nockens nach einer Polarsinoide geformt sei.

Da der Nocken gerade ein Viertel des Kreises umfaßt, so gilt dann für die Wegkurve auf 0, Fig. 44, bezogen die Gleichung:

$$s = a + h \sin (4\,w) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27),$$

wenn h noch die Hubhöhe HC bezeichnet.

Die Geschwindigkeit wird alsdann

$$v = \frac{ds}{dt} = 4\,hw \cos (4\,w) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

und die Beschleunigung

$$f = \frac{dv}{dt} = -16\,hw^2 \sin (4\,w).$$

In Fig. 47 ist das entsprechende Diagramm dargestellt. Die sinoidische Schwingung, von Helmholtz bekanntlich als die reine einfache Schwingung bezeichnet, gibt theoretisch

Fig. 45. Auf die Zeit bezogenes Bewegungsdiagramm für den korbbogenförmigen Nocken.

Fig. 46. Auf die Zeit bezogenes Bewegungsdiagramm für den nach Formel (26) geformten Nocken.

Fig. 47. Auf die Zeit bezogenes Bewegungsdiagramm für den sinoidischen Nocken.

rechneten Werte für die Größen v, $\frac{v}{w}$ und s; die Werte für die Geschwindigkeit v sind in m angegeben, für $\frac{v}{w}$ dagegen in mm. Die letzteren Werte stellen die Ordinaten der Geschwindigkeitskurve in Fig. 46 und gemäß den Entwicklungen unter IV die Fahrstrahlen der Polbahnen dar, welche in Fig. 44 eingetragen sind. Die Ordinaten der Wegkurve sind in mm angegeben. Sie sind in Fig. 46 als solche und in Fig. 44 auf den Fahrstrahlen des Nockens vom Kreise der unteren Rast aus aufgetragen.

Eine andre Gesetzmäßigkeit, die dem Korbbogen noch

die beste Bewegung. Der sanfte Verlauf der Kurven in Fig. 47 läßt die Richtigkeit dieser Tatsache einleuchtend erscheinen. Diese Bewegung ist übrigens diejenige der geraden rechtwinkligen Kurbelschleife.

In der Zahlentafel, Spalte 7, sind die Ordinaten der sinoidischen Wegkurve zusammengestellt. Da der halbe Hub HC im vorliegenden Beispiel 10 mm beträgt, so konnten die Ordinaten unmittelbar aus der Sinustafel abgelesen werden.

Ein Vergleich der Figuren 45, 46 und 47 einerseits und der Figuren 43 und 44 anderseits ergibt die stark hervortretende Aehnlichkeit der Wegkurven in den ersteren und

der Nockenbegrenzungen in den letzteren. Trotz dieser Aehnlichkeit weichen aber die Bewegungsverhältnisse der drei unrunden Scheiben, wie die Figuren 45, 46 und 47 erkennen lassen, sehr stark voneinander ab, und dieses Ergebnis wird dadurch hervorgebracht, daß zwischen dem berechneten Nocken in Fig. 44 und dem angenäherten in Fig. 43 nur an einigen Stellen Unterschiede vorhanden sind, die man im allgemeinen als vernachlässigbare Größen betrachtet.

Werden die Fahrstrahlen unter Benutzung der für die geometrischen Größen gegebenen Abmessungen für den Korbbogen in Fig. 43 nach Maßgabe der Entwicklungen unter IV B, Formel 15, berechnet, so ergeben sich die in die Zahlentafel, Spalte 8, eingetragenen Werte für die Größen s. Diese Werte weichen nur in den Punkten 2, 3, 4, 5 etwas von den Werten in den Spalten 6 und 7 ab. Für die Punkte 6, 7, 8, 9, findet eine geradezu überraschende Uebereinstimmung statt. Nichtsdestoweniger wirkt die Scheibe nach Fig. 43 durchaus anders als die nach Fig. 44; denn während bei der letzteren der Bewegungsverlauf sanft ist, findet bei der ersteren im Punkte B der bereits erörterte Sprung statt.

Diese Tatsache geht auch aus dem Vergleich der Polbahnen in Fig. 43 und 44 hervor. In der ersten bilden diese Bahnen scharfe Knicke, in der zweiten dagegen einheitlich verlaufende Kurven.

Ein Vergleich der Normalstrahlen, die von den verschiedenen Punkten der Nockenkurve aus gezogen werden, läßt auch die Ursache erkennen, die der eigenartigen Tatsache zugrunde liegt. Die Normalstrahlen sind eben nichts andres als die Normalen der Nockenkurven, und die letzteren werden in beiden Fällen dadurch erhalten, daß man bei festgelegter Scheibe a die Polbahn des Schiebers auf der Polbahn der Scheibe abrollen läßt; die Spitze des Schiebers b beschreibt dabei die Nockenkurve.

Welch bedeutenden Einfluß geringe Formabweichungen auf die Bewegungsverhältnisse auszuüben vermögen, zeigt so recht ein Vergleich der Figuren 46 und 47. Die Wegordinaten unterscheiden sich nur um Beträge von $^1/_{10}$ mm, die Beschleunigungen weichen aber ganz erheblich von einander ab. Mit dem oben angegebenen Maßstabe folgt die größte Abweichung für die Ordinaten 0 und 9 zu rd. 10,5 m/sk².

Die Betrachtungen, welche ich hier vorgetragen habe, gelten für völlig starres Material. Es ist selbstverständlich, daß die Elastizität der Maschinenelemente den Bewegungsvorgang verändern wird, aber nicht zu seinen Gunsten; denn die elastisch nachgiebigen Körper wirken gleich Federn und geben die in ihnen aufgespeicherte Arbeit dann wieder ab, wenn sie den entgegenstehenden Widerstand überwinden können. Es wird deswegen im Punkte B der Nockenkurve der Schieber von der Kurve fortgeschleudert und erst an einem späteren Punkte wieder auf diese zurückprallen. Wann das geschehen wird, läßt sich nicht ermitteln. Die Wirkung dieser störenden Bewegung äußert sich in vorzeitiger Abnutzung der bewegten Teile, insbesondre der Nocken, der Zahnräder an den Steuerwellen und der Lager.

Es sei noch darauf aufmerksam gemacht, daß in den Figuren 45 bis 47, und zwar gemäß den Entwicklungen unter IV, sowohl die mittleren Beschleunigungen als auch die mittleren Geschwindigkeiten mit Hülfe der Einheit a konstruiert sind. In beiden Fällen müssen die Integrale, die durch die Höchstwerte der Geschwindigkeiten und der Wege dargestellt werden, für den rechten und den linken Teil jeder Figur einander gleich sein.

Das Ergebnis der vorgenommenen Untersuchung bestätigt in besonders starker Weise die Richtigkeit der Schlußfolgerungen in meinem Aufsatz über die Zahnräder, und der letztere läßt im Verein mit den hier vorliegenden Ergebnissen erkennen, wie außerordentlich schwierig es ist, höhere Elementenpaare so zu formen, daß sie kinematisch und vor allen Dingen dynamisch richtig wirken.

Es kann auch nicht daran gedacht werden, daß die vorliegenden Formen, bei denen stillschweigend vorausgesetzt war, daß sie kraftschlüssig wirken, dadurch verbessert werden könnten, daß man sie paarschlüssig macht, was ja durch Einfügen von Gegenscheiben und Gegenrollen konstruktiv leicht möglich wäre; denn dadurch wird das Bewegungsgesetz und seine Abhängigkeit von geringen Formabweichungen in keiner Weise beeinflußt. Alle Bemühungen, die höheren Elementenpaare für die Bewegung großer Massen allein durch die Formung geeigneter zu machen, scheitern an dem Umstande, daß es, wie die Zahnräder zeigen, selbst mit den feinsten Mitteln der Technik nicht möglich ist, die Begrenzungen genau nach der theoretisch richtigen Form herzustellen. Höhere Elementenpaare von solcher Gestalt und Anordnung wie die vorliegenden dürfen nur für langsame Bewegungen oder für geringe Kräfte verwandt werden; bei raschen Bewegungen und großen Kräften versagen sie den Dienst. Dies ist die Ursache dafür, daß die Steuerungen mit Nockenscheiben bei den Kleinkraftmaschinen genügten, bei den Großgasmaschinen dagegen unbrauchbar sind. Die Schlußfolgerung liegt nicht fern, daß auch schwingende Schubkurven, wenn sie nicht in ganz besondrer Weise verwandt werden, ebenfalls wenig geignete Elemente in den Steuerungen großer Maschinen bilden. In einem späteren Aufsatze hoffe ich zu zeigen, wie solche Elemente vermöge besondrer Anordnungen trotzdem in einwandfreier Weise benutzt werden können.

Die Anlagen der Hamburgischen Elektrizitätswerke.

Von Direktor **Max Rupprecht**, Hamburg.

(Schluß von S. 1515)

1) Unterstation Harvestehude.

Harvestehude ist eine von den Unterstationen, die den Entwicklungsgang vom Hauptspeisekasten bis zur Unterstation mit teilweiser Transformierung durchgemacht haben, wie er in der Einleitung beschrieben worden ist.

In ihren baulichen Einrichtungen ist die Station ähnlich derjenigen in St. Georg.

Es ist Raum für zwei parallel zu schaltende Batterien vorhanden, von denen bis jetzt eine aufgestellt ist. An das Akkumulatorengebäude schließt sich das Maschinenhaus an, von dessen Innerem Fig. 36 eine Ansicht gibt.

Die Schaltanlagen bestehen aus zwei rechtwinklig zueinander stehenden Schalttafeln, von denen die linke die Apparate für die Batterie und die Stromverteilung ins Netz, die rechte, kürzere, die Apparate für die teilweise Transformierung aufnimmt.

Da der konstruktive Aufbau der Schaltanlagen dieser Station demjenigen später erbauter Stationen ähnlich ist, so sei hier nun eine photographische Ansicht der Rückseite der Schaltwand für die teilweise Transformierung gegeben; s. Fig. 37.

2) Unterstation Großneumarkt.

Die Unterstationen am Pferdemarkt sowie am Großneumarkt sind dazu bestimmt, das Kraftwerk Poststraße zu entlasten, wie schon in der Einleitung gesagt ist. Pferdemarkt kam 1901, Großneumarkt 1903 in Betrieb; da beide Stationen in bezug auf Leistungsfähigkeit und zum Teil auf Anordnung gleich sind, so sei die zuletzt erbaute beschrieben.

Beide Stationen sind so groß, daß sie im vollen Ausbau bei reichlicher Maschinen- und Akkumulatorenreserve 50 000 gleichzeitig brennende Glühlampen zu je 16 NK speisen können.

Fig. 36.

Unterstation Harvestehude. Maschinenhaus mit Schaltanlagen.

Der volle Ausbau umfaßt:

4 Drehstrom-Gleichstrom-Umformer von je 550 KW sekundärer Leistung;

3 Umformer für teilweise Transformierung von je 272 KW sekundärer Leistung;

2 Akkumulatorenbatterien von je 140 Zellen, jede Batterie für 9072 Amp-st Kapazität bei dreistündiger Entladung und 3024 Amp größtem Entladestrom.

In beiden Stationen gelangten zuerst zur Aufstellung:

2 Drehstrom-Gleichstrom-Umformer;

3 Umformer für teilweise Transformierung;

1 Akkumulatorenbatterie.

Die Hauptfront am Großneumarkt nimmt das in 6 Stockwerken nach Art eines Speichers erbaute Akkumulatorenhaus ein. Südlich davon gliedert sich ein Schaltraum an, an den das Maschinenhaus stößt. Letzteres ist sehr geräumig und sowohl durch große seitliche Fenster wie auch durch Oberlicht erhellt. Die Schaltanlage, welche die eine Breitwand einnimmt, besteht aus einem oberen und einem unteren Teil, die Schalttafeln aus weißem Marmor, der von buntem umrahmt ist.

Fig. 37.

Unterstation Harvestehude. Hinteransicht der Schaltwand für die teilweise Transformierung.

Ein von Hand durch Ketten zu bedienender Laufkran von 15 t Tragfähigkeit bestreicht das ganze Maschinenhaus.

Die Station hat Warmwasserheizung und reichliche elektrische Beleuchtung.

Der Keller im Maschinen-, Schalt- und Akkumulatorenraum ist vollständig für die ausgehenden Kabel bestimmt.

Die Drehstrom-Gleichstrom-Umformer bestehen aus einem Synchronmotor der Type WJd 700 von 300 Uml./min, 50 Per./sk und 5000 V auf der gleichen Welle mit einer Gleichstrom-Nebenschlußmaschine Type A 390, die bei einer Kraftzufuhr von 820 PS 550 KW leistet (2246 Amp × 246 V).

Diese Motorgeneratoren werden in bekannter Weise angelassen, indem die Dynamo als Motor von der Akkumulatorenbatterie betrieben und nach Parallelschalten des Synchronmotors mit dem Kraftwerk auf Betrieb umgeschaltet wird.

Die Synchronmotoren werden von der Batterie mit 120 V erregt, und zwar von der einen oder der andern Batteriehälfte.

Fig. 38 bis 40.

Unterstation Großneumarkt. Anordnung der Doppelzellenschalter.

Das Gehäuse der Motoren ist gut geerdet; ein Schutzgeländer umgibt den Umformer.

Der Unterbau der Drehstrom-Gleichstrom-Umformer besteht aus einer rd. 1 m starken, unter Kellersohle liegenden Betonplatte, auf der sich das aus Klinkern gemauerte Fundament aufbaut; zwischen beiden ist eine 15 mm starke Eisenfilzschicht verlegt, die eine Uebertragung der Schwingungen verhindern soll; aus demselben Grunde liegen die Träger der Kellerdecke nicht auf dem Fundament, sondern dieses ragt frei durch eine Trägerumrahmung in das Maschinenhaus, während die Träger durch Säulen abgestützt sind. Durch diese Anordnungen ist jedes die Anwohner der Unterstation störende Geräusch vermieden.

Der obere Teil der Schaltwand nimmt die Apparate für die Drehstrom-Gleichstrom-Umformer und für die Batterie auf; die beiden mittleren Felder sind die Batteriefelder, denen sich links vier Felder für die Synchronmotoren, rechts vier Felder für die Gleichstromdynamos anreihen.

Unter der Bühne sind auf den vier Mittelfeldern die Apparate für die teilweise Transformierung angebracht, während links davon die Apparate für die Plus Speisekabel, rechts die der Minus-Speisekabel sitzen.

Die Mittelleiter führen an eine besondre Wand, die hinter der unteren Schaltwand angeordnet ist.

Der hinter der Schaltwand befindliche Schaltraum ist 4,6 m breit und führt als Lichtschacht bis über das Dach des Maschinenhauses.

Im unteren Schaltraum ist links, durch eine besondre Tür zugänglich, ein kleiner Raum abgetrennt, der zur Aufnahme der sechs Hochspannungssicherungen in den ankommenden Fernleitungen dient. Von da führen die drei Hochspannungs-Sammelschienen nach dem oberen Schaltraum, dessen linker Teil, als der Hochspannung dienend, wiederum

abgetrennt ist; hier befinden sich die Motorsicherungen, die Meßtransformatoren, die Hörnerausschalter usw. Der rechte Teil des oberen Schaltraumes enthält die Gleichstromleitungen und die Schaltwand für die Stationsbeleuchtung.

Wie schon erwähnt, sollen später 2 Batterien parallel auf das Netz arbeiten; bei den hier angewandten hohen Stromstärken war die Anordnung zweier Doppelzellenschalter für jede Batterie nötig, und es sind daher vier Doppelzellenschalter für je 3000 Amp und 29 Kontakte sogleich aufgestellt worden, da ein späterer Einbau der beiden Zellenschalter für die neue Batterie mit Schwierigkeiten verbunden gewesen wäre.

Die Zellenschalter sind im Schacht des Schaltraumes derart angeordnet, daß ihre Leitungen die geringste Länge erhalten. Sie werden von Elektromotoren angetrieben, die von der Vorderseite der Schaltwand mit Druckknöpfen betätigt werden. Einmaliges Niederdrücken des Knopfes bewirkt zwei vollständige Umdrehungen der Zellenschalterspindel, somit Vorschub des Schlittens um 1 Zelle. Eine elektrisch

Fig. 41.

Unterstation Großneumarkt. Hinter der Schaltwand, Hochspannungsraum.

betätigte Fernzeigevorrichtung läßt an der Schaltwand den jeweiligen Stand der Schlitten erkennen. Dieser Antrieb wirkt rasch und sicher; Spannungsunterschiede im Netz können viel rascher ausgeglichen werden als durch Handantrieb.

Die vier Doppelzellenschalter in der Unterstation Pferdemarkt sind ähnlich den hier beschriebenen angeordnet; doch werden sie von Hand mittels Handrades, Wellen und Kegelräderübersetzungen betätigt.

Bei allen Zellenschaltern ist übrigens die Einrichtung getroffen, daß sie, falls der elektrische oder mechanische Fernantrieb einmal versagen sollte, auch unmittelbar von Hand betrieben werden können. Wie aus Fig. 38, 39 und 40 zu erkennen ist, sind zur Bedienung und Ueberwachung der Zellenschalter am Großneumarkt mehrere Bühnen angeordnet.

Die Batterien finden in sechs Stockwerken Aufstellung; die jetzt vorhandene Batterie hat in den drei unteren Räumen Platz gefunden. Die Zellenschalterleitungen bestehen aus Rundkupfer von 40 mm Dmr.

Die Unterstation ist

Fig. 42.

Unterstation Eilbeck. Maschinenhaus mit Schaltwand.

für den Anschluß von 32 Speiseleitungen in jedem Pol eingerichtet.

Ebenso wie in allen andern Stationen kann die Stromstärke in jeder Speiseleitung gemessen werden, desgleichen die Spannung an jedem einzelnen Speisekasten.

Im Keller sind die Hochspannungskabel in Sand in gemauerten Kanälen verlegt, die mit Eisenplatten abgedeckt sind. Die Lichtspeisekabel liegen auf dem Kellerfußboden und verlassen das Gebäude geordnet durch breite Mauerschlitze. Zum Schutz sind die Kabel mit einem Holzbelag abgedeckt.

Fig. 41 gibt ein Bild der Schaltanlage.

3) Unterstation Eilbeck.

Diese jüngste der Unterstationen kam August 1904 in Betrieb; sie dient zur Versorgung der Stadtteile Eilbeck, Hohenfelde und Borgfelde mit Strom für Licht und Kraft.

Die Station wird jetzt vom Kraftwerk Barmbeck aus mit Strom von 600 V betrieben.

Der volle Ausbau wird umfassen:

2 Drehstrom-Gleichstrom-Umformer von je rd. 550 KW sekundärer Leistung,

3 Gleichstrom-Motorgeneratoren für teilweise Transformierung,

2 Akkumulatorenbatterien.

Vorerst ist 1 Batterie und die teilweise Transformierung zur Aufstellung gelangt.

Das Maschinenhaus ist geräumig und hell, die Schaltanlage ähnlich derjenigen am Großneumarkt, die Schaltwand entsprechend der geringeren Leistungsfähigkeit der Station kleiner als dort. Schalttafel und Umrahmung sowie die Gesamtausstattung des Maschinenhauses sind vornehm und gediegen. Einen Blick in den Raum zeigt Fig. 42.

Das Akkumulatorengebäude reiht sich an den Schaltraum und nimmt in vier Geschossen die beiden Batterien auf. Beide Batterien werden später parallel geschaltet und an ein Doppelzellenschalterpaar angeschlossen.

Ueber den Akkumulatorenräumen befindet sich noch ein Stockwerk, das Leuteräume, Magazine und die Wohnung für einen Wärter enthält.

Ein von Hand zu bedienender Aufzug ermöglicht den Transport der Säure- und Wasserballons in alle Geschosse. In jedem Stockwerk befinden sich kleine Bottiche für Säure und Wasser, aus denen die Nachfüllflüssigkeit mit Krügen geschöpft wird. Diese Einrichtung ist in sämtlichen Unterstationen getroffen. In den Kraftwerken sind Destilliervorrichtungen für Wasser aufgestellt.

Fig. 43.

Unterstation Eilbeck. Doppelzellenschalter für 3000 Amp, 29 Kontakte mit elektrischem Fernantrieb.

Die 3 Motorgeneratoren sind Doppelmaschinen der Type Ac 120.

Die Maschinen für die teilweise Transformierung sind in allen Unterstationen in gleicher Weise fundiert. Sie stehen auf einen rd. 40 cm hohen Mauersockel unmittelbar auf dem Maschinenhausfußboden. Die Träger des Fußbodens sind für diese Last berechnet. Die Ankerschrauben legen sich mit ihren Platten an der Kellerdecke gegen je 2 ⊔-Eisen, die quer zu den Deckenträgern laufen und auf diese Weise eine gute, starre Verbindung der Maschinen mit der Unterlage herbeiführen.

Die Schaltanlage, deren unterer Teil vorerst mit Apparaten besetzt ist, ist ähnlich derjenigen am Großneumarkt; hervorzuheben ist, daß die beiden Gruppenschienen jedes Außenpoles nicht mehr nebeneinander, sondern übereinander wie im Kraftwerk Zollvereinsniederlage liegen, so daß jedes Kabel beliebig an die Gruppen I oder II angeschlossen werden kann.

Die Fernleitungskabel für 600 V sind an einer besondern kleinen Wand im unteren Schaltraum eingeführt.

Beachtenswert ist die Anordnung der Doppelzellenschalter für je 3000 Amp und 29 Kontakte, die in Fig. 43 dargestellt sind. Sie stellen die neueste Form dieser Apparate von den Siemens-Schuckert-Werken dar. Hier sind sie wagerecht und nebeneinander gelagert, und zwar derart, daß die Zellenschalterleitungen nach Durchdringen der Wand an der Decke der Akkumulatorenräume verlegt werden konnten. Die liegende Anordnung der Apparate liefert hauptsächlich den Vorteil der Uebersichtlichkeit und leichten Zugänglichkeit aller Teile.

Die Zellenschalter haben elektrischen Fernantrieb, wie am Großneumarkt, können jedoch auch von Hand bedient werden. Ist dies bei Ausbesserung der elektrischen Antriebe etwa einmal nötig, so können die letzteren einfach abgekuppelt werden. Der die Handkurbeln bedienende Mann hat vier Netzvoltmesser vor sich, um die Spannung im Netz mittels der Zellenschalter konstant halten zu können.

Schluß.

Es hätte zu weit geführt, wenn ich in dieser Beschreibung der verschiedenen Einzelheiten eingehend Erwähnung

getan hätte; es sollte nur in großen Zügen ein Bild des jetzigen Umfanges der Anlagen der Hamburgischen Elektrizitätswerke gegeben werden.

Eine Beschreibung des Kabelnetzes sowie der besondern Betriebseinrichtungen und -ergebnisse usw. behalte ich mir für eine spätere Zeit vor. Jetzt sei nur noch gesagt, daß dem Betrieb auch ein ausgedehntes Telephon- und Signalsystem dient, zu welchem Zweck alle Stationen untereinander durch Telephonkabel verbunden sind; außerdem sind alle Stationen an das allgemeine Fernsprechnetz angeschlossen.

Gute Meßeinrichtungen gestatten eine fortlaufende Kontrolle des Isolationswertes des Kabelnetzes.

Zur Eichung, Prüfung und Reparatur der Elektrizitätszähler dienen eigene, umfangreiche Eichwerkstätten.

Die Instandhaltung der öffentlichen Bogenlampenbeleuchtung liegt ebenfalls in den Händen der Hamburgischen Elektrizitätswerke. Auch für diesen Zweck sind eigene Werkstätten und Justierräume vorhanden.

Motorwagen im Eisenbahnbetriebe.

Von **A. Heller**, Ingenieur, Berlin.

(Erweiterte Ausarbeitung eines im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure am 1. Februar 1905 gehaltenen Vortrages.)

(Fortsetzung von S. 1550)

b) Dampfwagen: Dampferzeuger und Dampfmotoren.

Die bei Eisenbahnmotorwagen gebräuchlichen Dampferzeuger sind hinsichtlich ihrer Leistung zwischen die Lokomotivkessel und die Dampferzeuger von Straßenfahrzeugen zu stellen. Sie sind zumeist Wasserrohrkessel, seltener Heizrohrkessel, und mit größerem Dampfraum versehen, der ihnen auf Bergfahrten ermöglicht, erheblich mehr Dampf von höchster Spannung zu liefern, als der mittleren Leistung des Motors entsprechen würde. Da solche Motorbeanspruchungen häufig vorkommen, so haben sich die anfänglich auf der französischen Nordbahn[1]) versuchten Serpollet-Dampferzeuger mit Augenblicksverdampfung bei Eisenbahnmotorwagen lange nicht so gut bewährt wie bei Straßenwagen. Für den Serpollet-Kessel ist die Regelung der Brennstoffzufuhr zugleich und in Uebereinstimmung mit der Wasserzufuhr unerläßlich. Das ist aber nur bei Verwendung von flüssigem Brennstoff möglich, und daher nicht bei Eisenbahnmotorwagen, wo man aus wirtschaftlichen Gründen vom festen Brennstoff nicht abgeht. Der Serpollet-Wagen von 40 PS Leistung, der auf der Strecke Laun-Libochowitz (Böhmen) verkehrt, enthält Rohrschlangen von verschiedenen Querschnitten, die von der Entfernung der Feuerung abhängen[2]), und wird mit Kohle geheizt. Bei diesem Wagen hat man beobachtet, daß es selbst bei mäßigem Feuern sehr schwer ist, während der Aufenthalte oder bei Talfahrten schädliches Erhitzen der Kesselrohre zu verhindern. Anderseits ist die Feuerung beim Befahren von Steigungen ungenügend, so daß man gezwungen ist, vorher eine gewisse Wärmemenge in den feuerfesten Verkleidungen des Kessels aufzuspeichern. Selbst wenn die Dampfüberhitzung niemals über 300° C steigt und die Speisepumpe ununterbrochen betrieben wird, läßt sich auch hier kaum verhindern, daß ein Teil der Rohre glühend wird.

In Nr. 41 des Jahrganges 1905 der Zeitung des Vereines

[1]) s. Z. 1897 S. 1183.
[2]) s. Z. 1894 S. 801, 1897 S. 442.

Fig. 23 und 24.
Dampferzeuger des Motorwagens der Midland R. R.

deutscher Eisenbahnverwaltungen wird über die Ergebnisse von Versuchen der badischen Staatseisenbahnen mit einem Motorwagen, Bauart Serpollet, berichtet, die vom Mai 1902 bis Ende 1904 gedauert und zur endgültigen Abschaffung dieses Motorwagens geführt haben. Der Versuchswagen, der für 40 Personen bemessen war, sollte fahrplanmäßig mit 25 km/st mittlerer Geschwindigkeit und 45 km/st Höchstgeschwindigkeit betrieben werden und kostete neu 31260 ℳ. Die Versuche wurden zuerst auf der Strecke Karlsruhe-Graben-Neudorf, später auf den Strecken Radolfzell-Stockach und Radolfzell-Ueberlingen vorgenommen, wobei Steigungen bis 1:100 zu überwinden waren. Die Betriebsergebnisse sind nachstehend zusammengestellt.

Jahr	geleistet			außer Betrieb	Unterhaltungskosten		
	im ganzen km	an einem Betriebstage km	auf einen Kalendertag km	Tage	im ganzen ℳ	für je 100 km ℳ	in Hundertteilen des Anschaffungspreises vH
1902 (8 Monate)	4 824	27,7	19,7	71	1790,84	37,30	5,73
1903	23 480	97,4	64,3	124	4521,51	19,27	14,47
1904	31 616	129,1	86,7	120	3536,52	11,17	11,32
zusammen	59 920	—	—	315	9848,87	—	31,52

Aus dieser Zusammenstellung ist ersichtlich, daß häufige Betriebstörungen, hohe Unterhaltungskosten und geringe Leistungsfähigkeit die hauptsächlichsten Mängel des Motorwagens sind. Den meisten Anlaß zu Betriebstörungen gab die Ueberbeanspruchung der Maschinenteile bei dem Betrieb mit hoch überhitztem und stark gespanntem Dampf.

Die ungünstigen Erfahrungen der badischen Staatsbahnen decken sich mit denen der schweizerischen Bundesbahnen, wo ein Serpollet-Wagen so häufigen Betriebstörungen unterworfen war, daß man einen Umbau seines Dampferzeugers ins Auge fassen mußte.

Eine Reihe von englischen Eisenbahnen hat bei ihren Motorwagen stehende Heizröhrenkessel eingeführt; als Beispiel sei die Midland Railway genannt, deren Dampferzeuger samt einem Teil des entsprechenden Wagenendes in Fig. 23 und 24 wiedergegeben ist. Der Wagen ist bereits in Fig. 4 und 5 (S. 1543) dargestellt. Der Kessel hat 46 qm Heizfläche und 1,05 qm Rostfläche und arbeitet mit 11,2 at Ueberdruck. Er ist in der Drehachse des vorderen Drehgestelles angeordnet, auf dessen Rahmenschilde er sich mit kräftigen Füßen stützt, und ist bis zur Höhe der Feuertür in den Boden der Wagenführer-Plattform eingelassen. In den Frischdampfstutzen ist das Anlaßventil für den Wagenmotor eingesetzt, das durch eine Handkurbel oder durch einen Seilzug vom andern Wagenende aus betätigt werden kann. Mit dem Dampfmotor ist das Ventil durch einen kupfernen Rohrkrümmer verbunden. Auch die parallel dazu verlegte Auspuffleitung besteht zum Teil aus Kupferrohr und mündet in die obere Rauchkammer des Dampferzeugers, wo der Abdampf überhitzt wird, um ihn beim Austritt aus dem Schornstein weniger sichtbar zu machen. Nach Angaben der Erbauer verbraucht der Dampfkessel bei 48 km/st Fahrgeschwindigkeit rd. 270 kg Kohle stündlich und erzielt dabei fünffache Verdampfung. Verglichen mit der oben angestellten Rechnung über die Wirtschaftlichkeit des Betriebes von Eisenbahn-Motorwagen ist dieser Verbrauch sehr hoch. Er erklärt sich aber aus dem großen Wagengewicht und der immerhin bedeutenden Fahrgeschwindigkeit. Für unsre Verhältnisse ist die Verbrauchzahl indessen viel zu ungünstig.

Ein ähnlicher Dampfkessel von 60 qm Heizfläche, 1,03 qm Rostfläche und 12,6 at Ueberdruck, Fig. 25 und 26[1]), dient zum Betriebe der eingangs erwähnten Motorwagen der Great Western Railway. Diese Wagen sollen sich im Laufe des Betriebsjahres 1903 so gut bewährt haben, daß die Bahn eine größere Zahl davon nachbestellt hat, die auf Nebenlinien verkehren sollen. Trotz der großen Kesselleistung beabsichtigt die Bahn den Betrieb ohne Hülfsheizer durchzuführen.

[1]) Engineering News 28. Juli 1904.

In Frankreich kommen vornehmlich zwei Bauarten von Dampferzeugern in Betracht: die von Turgan, Fig. 27 und 28, und die von Purrey in Lyon, Fig. 29 und 30. Der Turgan-Dampfkessel, der bei den Wagen der französischen Nordbahn vielfach verwendet worden ist, dürfte aus meinem früheren Bericht über englische und französische Motorwagen[1]) bekannt sein. Neuerdings wird allerdings weniger Günstiges darüber berichtet; so soll bei einem Motorwagen der Dampferzeuger ausgebaut und durch einen von M. F. Purrey in Bordeaux ersetzt worden sein. Als Grund hierfür läßt sich nur annehmen, daß das Auswechseln der schadhaft gewordenen Wasserrohre viel Zeit erfordert und daß es entgegen der ursprünglichen Annahme nicht möglich war, die

Fig. 25 und 26.

Dampfkessel des Motorwagens der Great Western Railway.

Schnitt C-D. Schnitt A-B.

unteren Enden der Wasserrohre von Kesselstein frei zu halten, wodurch der Umlauf des Kesselwassers gestört wurde. Der Dampfkessel von Purrey[2]), der von der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn auf einigen Linien in der Nähe von Marseille und auf den Pariser Dampfstraßenbahnen verwendet wird, soll nach neueren Nachrichten auch von der italienischen Mittelmeerbahn zu Versuchen auf der Strecke Rom-Viterbo herangezogen werden[3]). Er besteht, Fig. 29 u. 30, aus einem Dampfsammler *a* aus dickem Stahlblech und einem gegossenen Wasserkasten *b*, die miteinander durch ein doppeltes Bündel von 4,3 m langen,

[1]) Z. 1904 S. 997.
[2]) Génie civil 28. Februar 1903.
[3]) Diese Versuche haben inzwischen bereits stattgefunden. Ueber die Ergebnisse s. Z. 1905 S. 182.

Fig. 27 und 28. Dampferzeuger von Turgan.

Fig. 29 und 30. Dampferzeuger von Purrey (Lyon).

14 mm weiten Stahlrohren von 2 mm Wandstärke verbunden sind. Ein Teil des Rohrbündels dient zum Ueberhitzen des Dampfes; die entsprechenden Rohre ragen mit Verlängerungen in den Dampfraum hinein, während ihre unteren Enden in einen Teil des Wasserkastens einmünden, der von dem übrigen Raum durch Wände *d* getrennt ist. Der Rost *e* besteht aus kräftigen Stäben, die gegen die Längsachse des Wagens geneigt sind, und wird aus einem seitlich angebauten Bunker *f* selbsttätig beschickt. Dieser braucht nur in größeren Zeitabschnitten aufgefüllt zu werden.

Auch die Speisung arbeitet selbsttätig. Sobald der mit Holz oder Kohlenstücken gefüllte Schwimmer *g* eine bestimmte Wasserhöhe anzeigt, öffnet er mittels eines Gestänges den in die Druckleitung *i* der Speisepumpe eingesetzten Umlaufhahn *h* und bewirkt dadurch, daß das ununterbrochen geförderte Speisewasser in den Behälter zurückfließt. Die Speisepumpe wird von der Treibachse des Wagens durch ein Exzenter bewegt. Durch die erwähnten Einrichtungen wird der Wagenführer sehr ent-

lastet und kann daher der Strecke erhöhte Aufmerksamkeit zuwenden. Allerdings hängt er dann um so mehr von der Zuverlässigkeit dieser Vorrichtungen ab, an der aber wegen ihrer einfachen Konstruktion kaum zu zweifeln ist.

Der Dampferzeuger der Waggonfabrik von Ganz & Comp. in Budapest ist die weitere Ausbildung einer Konstruktion, die in früheren Jahren von De Dion & Bouton in Puteaux (Seine) für schwere Motorlastwagen verwendet wurde[1]). Der einem dreiteiligen, durch Kippen entleerbaren Rost *e*, wobei die Rauchgase durch den Ringraum zwischen den Wasserkammern an den Wasserrohren vorbei nach dem Schornstein abziehen.

Die Bauart des Kessels macht es unmöglich, das Feuer während des Betriebes zu schüren. Dafür sind nur nicht backende und nicht schlackende Brennstoffe geeignet, die nicht in allen Fällen zu beschaffen sind. In Ungarn, wo die Wagen von Ganz & Comp. so ausgezeichnete Erfolge aufzuweisen hatten, war in den meisten Fällen Holzkohle zu billigem Preise vorhanden. Außerdem hat die Firma selbst mit einigen Arten von Steinkohle und Braunkohle sowie mit Petroleumkoks günstige Erfahrungen gesammelt. Während in solchen Fällen 8fache, angeblich sogar bis 10fache Verdampfung keine Seltenheit ist, sinkt diese Ziffer selbst bei Anwendung von Dampfbläsern bis auf 4 bis 5, wenn die Rostspalten verstopft sind oder die verbrannte Kohle nicht schnell genug durchfällt.

Fig. 31 bis 33. Dampferzeuger des Motorwagens der Waggonfabrik Ganz & Comp., Budapest.

Der Dampferzeuger von Ganz & Comp. ist ferner durch seine Konstruktion auf eine gewisse Größe, etwa die dargestellte, beschränkt, in der er ausreicht, um einen 50pferdigen Motorwagen mit mittleren Fahrgeschwindigkeiten von 30 bis 35 km/st zu betreiben. Für größere Dampfleistungen ist die Konstruktion dagegen noch nicht geeignet, anscheinend, weil die Abdichtung der Blechkanten[1]) an den oberen und unteren Einschlußstellen Schwierigkeiten bietet und die Einwalzstellen der zahlreichen Wasserrohre unter den wechselnden Beanspruchungen leiden. Bezeichnend dafür ist, daß z. B. der neue 100pferdige Versuchswagen mit zwei getrennten Dampferzeugern von gleicher Größe ausgerüstet worden ist, Fig. 34 bis 36, wodurch der Führerstand sehr

stehende Wasserrohrkessel von rd. 800 mm äußerem Durchmesser und 1,5 m Höhe, Fig. 31 bis 33, ist 0,5 m unter der Führerplattform, aber unabhängig von dem treibenden Drehgestell, zwischen den Hauptträgern des Wagenkastens gelagert. Er enthält zwei ringförmige konzentrische Wasserräume *a* und *b*, die von vier zylindrischen Blechmänteln gebildet werden und durch eine große Anzahl nach außen geneigter kurzer Wasserrohre *c* verbunden sind. Die Wasserkammern werden oben und unten von stählernen, gegeneinander durch Ankerschrauben verspannten Ringen *f* begrenzt, in deren Nuten die Kanten der Blechzylinder durch Kupfereinlagen abgedichtet sind. Die Kohle wird durch den mittleren Schacht *d* von oben her aufgebracht und verbrennt auf

[1]) s. Z. 1897 S. 1454.

[1]) Neuere Angaben widersprechen dem allerdings. So sind bei den Niederungarischen Landesbahnen (Spurweite 0,76 m) Dampfwagen seit 14 Monaten fortwährend im Betrieb, ohne daß der Dampferzeuger gereinigt worden wäre. Rohrdichtungen sollen äußerst selten nötig sein, nur dann, wenn der Erzeuger wegen schlechten Wassers verschlammt ist, oder wenn der Kessel ohne Wasser betrieben wird. Ganz & Comp. haben neuerdings auch einen Dampferzeuger für 100 PS konstruiert, der auch bei größter Inanspruchnahme genügend Dampf erzeugen soll.

Fig. 34 bis 36

Dampferzeuger des neuen 100pferdigen Motorwagens von Ganz & Comp.

- a, b Dampferzeuger
- c, d Speisepumpen
- e, f Wasserabscheider
- g, h Schmierpumpen
- i, k Ejektoren
- a_1, b_1 Auspuffleitung des Motors
- c_1, d_1 Druckleitung der Speisepumpen
- e_1, f_1 Auspuffleitung des Motors
- i_1, k_1 Druckleitung der Ejektoren
- c_2, d_2 / c_3, d_3 Einström- und Ausströmleitung der Pumpen
- i_2, k_2 Dampfleitung der Ejektoren
- l Wasserbehälter
- l_1 Vorwärm-Dampfleitung

Fig. 41.

Proben von Rohrplatten des Stoltzschen Dampferzeugers.

beengt wird. Zieht man jedoch in Betracht, daß das eigentliche Verwendungsgebiet der Eisenbahnmotorwagen heute noch die Nebenbahnen sind, wo für Wagenleistungen von mehr als 50 PS und Geschwindigkeiten über 30 bis 35 km/st kein Bedarf vorliegt, so wird man die zuletzt erwähnte Eigenschaft des Ganzschen Dampferzeugers nicht als Nachteil ansehen dürfen. Tatsächlich haben die Wagen auf den meisten Versuchstrecken äußerst befriedigende Ergebnisse geliefert.

Der Heißdampf-Wasserrohrkessel der Maschinenfabrik F. X. Komarek in Wien, Fig. 37 und 38, kann als einer der ersten Versuche angesehen werden, die Anschlußstellen der Wasserrohre aus dem Bereich des Feuers zu rücken. Der für 25 at Ueberdruck bemessene Dampferzeuger besteht aus mehreren konzentrischen Rohrschlangen, von denen die äußere den Mantel des Feuerraumes bildet. Jede Rohrschlange ist in der Höhenrichtung des Kessels in mehrere Abschnitte zerlegt, die getrennt voneinander in die beiden Räume eines stehenden Dampf- und Wassersammlers einmünden, wodurch eine Art Gegenströmung des Wassers und der Feuergase erzielt wird. Das Speisewasser tritt am unteren Ende des Sammlers ein, hat also Zeit, hier seine Beimengungen abzugeben, ohne an den Rohrschlangen Kesselstein abzusetzen. Zum Ueberhitzen dienen besondre, im oberen Teil des Kessels gelagerte Rohrschlangen, die den Dampf vom Sammler nach einem kleinen Behälter für überhitzten Dampf überleiten. Die beschriebene Anordnung der Wasserrohre hat den Vorteil, daß der Dampferzeuger auch dann noch — allerdings mit geringerer Leistung — betriebsfähig bleibt, wenn ein Teil der Rohre undicht geworden ist und abgeschaltet werden muß. Daneben ist die Konstruktion im Verhältnis zur Dampfleistung auch billig, weil die Rohre nicht viel Arbeit erfordern und ihre Anzahl ohne viel Mehrkosten vergrößert werden kann. Wenn trotzdem die Dampfwagen von Komarek mehr Kohlen verbrauchen als gleich starke Wagen von Ganz & Comp., so dürfte das an der Verschiedenheit der Motoren und nicht an der Konstruktion der Dampfkessel liegen.

Die Leistungsfähigkeit der Komarek-Dampfwagen wird am besten durch die Ergebnisse der Probefahrten eines 160 pferdigen Wagens auf der 69 km langen Strecke Budapest-Hatvan der ungarischen Staatsbahnen veranschaulicht[1]). Der für 40 km/st mittlere Fahrgeschwindigkeit gebaute Wagen, der im Betrieb 25 t wiegt, hat auf der Hinfahrt zwei Anhängewagen von 31,6 t und auf der Rückfahrt drei Wagen von 43,7 t Gesamtgewicht ziehen können. Mit einem Zuggewicht von rd. 70 t ist auf einer 16 km langen Steigung von 7‰ eine Geschwindigkeit von 40 bis 45 km/st erzielt worden.

Fig. 37 und 38

Heißdampf-Wasserrohrkessel von F. X. Komarek, Wien.

Ein eigenartiger Dampferzeuger, der gewisse Vorteile der Serpollet-Kessel aufweist, ohne die Nachteile des fehlenden Wasservorrates zu besitzen, wird nach der Erfindung von P. Stoltz, Berlin, von der Ungarischen Waggon- und Maschinenfabrik in Raab und neuerdings auch von der Fried. Krupp Germania-Werft in Kiel sowie von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. vorm. Georg Egestorff in Linden vor Hannover ausgeführt. Der Kessel besteht aus einer Anzahl gewalzter Stahlplatten, Fig. 39 bis 41, von doppeltwellenförmigem Querschnitt, deren Verdickungen der Länge nach durchbohrt sind. Diese Löcher *a* sind bei jeder Platte durch engere Querbohrungen *b* untereinander verbunden und bilden, wenn die Bohrungen durch Einschrauben von Pfropfen *c*, *d* verschlossen werden, einen einzigen Raum, der bei *e* an den Dampfsammler und bei *f* an die Speisewasserleitung angeschlossen wird. Die Stutzen *g* und *h* auf der andern Seite dienen zur Aushülfe. Fig. 42 bis 44 zeigen die Anordnung des gesamten Kessels für einen Eisenbahnmotorwagen von 40 PS Motorleistung, der im Betrieb nur 13 t wiegt. Dieser Kessel enthält im ganzen 14 solche »Rohrplatten«, hat einschließlich eines in den Rauchabzug eingebauten Schlangenwärmers und des Ueberhitzers 13,5 qm Heizfläche und ist in einem wärmedicht ausgekleideten Blechgehäuse eingebaut. Die Rohrplatten, die zusammen 30 ltr Wasser fassen, sind unmittelbar dem Feuer ausgesetzt, alle Rohrverschraubungen dagegen liegen außerhalb des Feuers, können also auch im Betrieb nachgedichtet werden. Der in den Rohrplatten erzeugte Dampf sammelt sich zunächst im Behälter *k*, an den die beiden äußeren Gruppen von je 4 Ueberhitzerschlangen *l* angeschlossen sind. Diese münden in den Behälter *m*, aus dem der bereits überhitzte Dampf, durch die mittleren Rohrschlangen weiter überhitzt, nach dem mit dem Dampfventil *p* versehenen Sammler *o* gelangt. Die Ueberhitzer sind, wie ersichtlich, in den Räumen zwischen den Rohrplatten verteilt, beanspruchen daher so gut wie keinen Raum. Durch die beschriebene zweistufige Ueberhitzung soll es möglich sein, die Dampftemperatur bis auf 420° C zu erhöhen.

Fig. 39 und 40.

Dampferzeuger von P. Stoltz, Berlin.

Das wesentlichste Kennzeichen dieser Kesselbauart ist ihre Widerstandsfähigkeit gegen inneren Druck. Fig. 41 zeigt Proben von Versuchs-Rohrplatten, von denen die links dargestellte bei 777 at Prüfdruck aufgerissen ist, die mittlere, deren Rohrteilung sichtlich enger ist, einen Druck von 800 at ohne Veränderung ausgehalten hat, während sich die rechts abgebildete Platte infolge Reißens mehrerer Stege bei 500 at eigentümlich aufgebläht hat; es kann daher kaum überraschen, daß der Betriebsdruck auf 50 at festgesetzt ist. Allerdings soll es bei den bisherigen Versuchsfahrten noch nicht möglich gewesen sein, so hohen Dampfdruck dauernd aufrecht zu erhalten; anscheinend ist der Dampfraum im Verhältnis zu der geforderten Leistung

[1]) Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 14. September 1904.

Fig. 42 bis 44.

Dampfkessel von Stoltz.

immer zu klein bemessen worden. Dennoch kommen die Vorteile dieser Kesselbauart auch bei den tatsächlich erreichten Drücken von 30 und 40 at voll zur Geltung. Auch das geringe Gewicht des Dampferzeugers, der mittels eines Planrostes von 0,4 qm Fläche mit jedem beliebigen Brennstoff beschickt werden kann, ist ein günstiges Merkmal. Durch den Dampfdruck wird eine wenn auch nicht sehr große Verminderung der Motorabmessungen, also des toten Gewichtes, erzielt, während die hohe Ueberhitzung Verluste infolge von Dampfnässe oder Wasserschläge in den Motoren unmöglich macht. Ganz zuverlässige Ergebnisse über den Brennstoffverbrauch dieser Dampfwagen liegen bisher noch nicht vor, da die Versuche noch nicht abgeschlossen sind; es ist jedoch anzunehmen, daß der Verbrauch 1,4 bis 1,6 kg/km bei Fahrten in der Ebene nicht übersteigen wird. Wichtig ist schließlich die Erwähnung, daß sich der Kessel schnell — beim 40 PS-Wagen in 23 min — auf den Betriebsdruck bringen läßt, und daß man seine Dampfleistung durch Anfügen weiterer Rohrplatten beliebig steigern kann.

(Fortsetzung folgt.)

Die Konstruktion des Schleifbogens der Heusinger-Steuerung.

Im Anschluß an die in dieser Zeitschrift 1905 S. 481 veröffentlichten Untersuchungen an der Heusinger-Steuerung von W. Pfitzner sind nachstehend geometrische Konstruktionen beschrieben, welche in dem Zeichensaale der Lokomotivfabrik Krauß & Comp. in Linz a/D. zur Bestimmung des Angriffspunktes der Exzenterstange an dem Schleifbogen der Heusinger-Steuerung benutzt werden.

Es liegt (Fig. 1) die Aufgabe vor, auf OH_1 den Punkt C so zu bestimmen, daß die aus H und K mit $GC = JC = l$ geschlagenen Kreise auf dem aus P mit PC gezogenen Kreise gleiche Bogen abschneiden, daß also $AC = BC$ wird.

Man hat mit den Bezeichnungen der Figur folgende Beziehungen:

$$p^2 + q^2 = m^2 + n^2$$
$$x^2 + b^2 = R^2$$
$$(a - x)^2 = l^2 - r^2$$
$$(b - p)^2 + (x + q)^2 = R^2$$
$$(b + n)^2 + (x - m)^3 = R^2$$
$$(a + r - x - q)^2 + p^2 = l^2$$
$$(a - r - x + m)^2 + n^2 = l^2$$
$$\frac{p}{n} = \frac{2x + q}{2x - m}.$$

Aus diesen Gleichungen folgt durch Elimination von p, q, m, n, l, R:

$$a^2x^3 - a^3x^2 - b^2r^2x - b^4x + ab^4 - ab^2r^2 = 0 \quad (1)$$

oder in andrer Form

$$x = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2\,\frac{a+x}{a-x}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Setzt man $r = 0$, so folgt: erster Näherungswert

$$x_1 = \frac{b^2}{a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

» » $\frac{a+x}{a-x} = 1$, so folgt: zweiter Näherungswert

$$x_2 = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

» » auf der rechten Seite der Gleichung 2 für x den Näherungswert $x_1 = \frac{b^2}{a}$, so folgt:

$$x_3 = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2\,\frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Die Anwendung dieser Ergebnisse ist eine zweifache:

1) Einzeichnen der Steuerung in den Entwurf mit Benutzung des ersten Näherungswertes.

In Fig. 2 ist O das Treibachsmittel, P der Drehpunkt des Schleifbogens und R die Länge des Schleifbogenarmes.

Man zieht $PE \perp OP$ und OE; dann ist C der gesuchte Punkt.

Es ist $\Delta PED \backsim \Delta OPD$,

somit $x = \frac{b^2}{a}$.

2) Ausmitteln der Steuerung durch Zeichnung mit Benutzung des zweiten Näherungswertes.

In Fig. 3 ist außer den Angaben in Fig. 2 noch der Exzenterhalbmesser r gegeben.

Man zieht $OE \perp OP$, macht $KE = R$, zieht EP und schlägt aus dem Halbierungspunkt von EP den Kreisbogen PF. Zieht man jetzt OF, so ist C der gesuchte Punkt.

Der aus dem Halbierungspunkt von EP gezogene Kreis geht auch durch E und O; es ist somit

$$\Delta PFD \backsim \Delta PEO,$$

somit

$$x = \frac{b\sqrt{R^2 - r^2}}{\sqrt{a^2 + b^2}},$$

oder mit Berücksichtigung von

$$R^2 = x^2 + b^2$$

$$x = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2}.$$

Der Grad der erreichten Genauigkeit läßt sich am besten an Beispielen beurteilen.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Es sei 1)

$a = 1000 \qquad b = 250 \qquad r = 100.$

Die numerische Auflösung der Gleichung (1) gibt $x = 56{,}6$.

Es wird ferner

$x_1 = 62{,}5 \qquad x_2 = 57{,}2 \qquad x_3 = 56{,}5.$

Es sei 2)

$a = 500 \qquad b = 250 \qquad r = 100.$

Hier wird

$x = 108{,}35 \quad x_1 = 125 \qquad x_2 = 114{,}4 \qquad x_3 = 107.$

In der Mehrzahl der vorkommenden Fälle wird somit die angegebene Konstruktion ein brauchbares Ergebnis liefern; nur bei ganz kurzen Exzenterstangen, wie im Falle des Beispieles 2, empfiehlt sich eine nachträgliche Berichtigung nach Maßgabe der Gleichung (5).

W. Hauff.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 13. Mai 1905.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. April 1905 zu Remscheid.

Vorsitzender: Hr. Korte. Schriftführer: Hr. Jakobi.

Anwesend 35 Mitglieder und 8 Gäste.

Der Vorsitzende berichtet über den Ausflug, der vor der Versammlung stattgefunden hat. Zunächst wurde die Feilenhauerei und Maschinenfabrik von Joh. Gottlieb Peiseler in Clarenbach besichtigt, wo sich Gelegenheit bot, die neuesten Fortschritte auf dem Gebiete der Feilenfabrikation kennen zu lernen. Alsdann wurde den Werken der Bergischen Stahlindustrie-Gesellschaft in Remscheid ein Besuch abgestattet, wo die Herstellung von Bedarfsgegenständen für Eisenbahnwagenräder sowie von Fittings in außerordentlicher Vollkommenheit vorgeführt wurde. Der Redner spricht den Inhabern beider Werke, den Herren Fabrikbesitzer Peiseler und Kommerzienrat Boeker, für die Vorführungen den Dank des Vereines aus.

Darauf spricht Hr. Paquet aus Wiesbaden (Gast) über die russisch-sibirische Eisenbahn.

Der Vortragende hat die russisch-sibirische Bahn von Wladiwostok aus zum Zwecke geographischer, verkehrspolitischer und technischer Studien kurz vor Ausbruch des ostasiatischen Krieges bereist.

Wladiwostok, »die Gebieterin des Ostens«, wurde 1860 als russischer Militärposten gegründet und ist seit 1876 Kriegshafen. Heute ist es eine Stadt von rd. 40000 Einwohnern; vorherrschend unter der russischen Bevölkerung sind das Militär und die Beamtenschaft. Zahlreich ist auch das deutsche Element vertreten; außer zwei Hamburger Handelshäusern mit vielen reichsdeutschen Angestellten sind auch bei den Hafenarbeiten vorwiegend deutsche Ingenieure, Werkmeister und Techniker zu finden; zu erwähnen ist, daß die zu Transportzwecken dienende Kleinbahn von der deutschen Firma Arthur Koppel geliefert worden ist.

Um Dalny und Port Arthur, die Eingangshäfen der Mandschurei, zu begünstigen, hat man Wladiwostok das Freihafenrecht entzogen; trotzdem steht dort noch der Handel mit allen ostasiatischen Erzeugnissen in hoher Blüte, begünstigt durch die unmittelbare Eisenbahnverbindung nach Europa.

Die Reise von Wladiwostok bis Berlin kostet nur 180 ℳ 3. Klasse und 280 ℳ 2. Klasse. Moskau erreicht man in etwa 18 Tagen. Es geht täglich nur ein Zug von Wladiwostok nach dem Westen ab.

Die Lokomotiven werden auf der ganzen Bahnlinie mit Holz geheizt.

Der erste Teil der Bahnfahrt verläuft längs der Meeresküste am Rande des Urwaldes. Die Wagen, in denen man zunächst fährt, sind bequem eingerichtet, lassen aber an Sauberkeit sehr viel zu wünschen übrig. Von Grodekowo aus benutzt man die chinesische Ostbahn, deren sehr gut ausgestattete Wagen mit Panzerplatten versehen sind. Der Zug überschreitet in den folgenden Tagen die Berghöhen von Schitachesa, Loachesa und Chentachesa; dort gibt es nur wenige Tunnel, vielmehr meist offene Einschnitte; später folgt wieder Urwald. Die Stationen an dieser Strecke sind meist einfache Holzschuppen und bieten nur äußerst schlechte Gelegenheit, sich mit frischen Lebensmitteln zu versehen. Die Zuggeschwindigkeit beträgt nur rd. 20 km/st. Die nächste größere Stadt ist Charbin. Hier fällt die außerordentlich rege Bautätigkeit auf, durch welche der Ort rasch zur Großstadt emporgewachsen ist. Man findet mächtige Warenhäuser, in welchen den Ansprüchen des Europäers wie des Chinesen und Japaners in gleicher Weise Rechnung getragen wird. Sehr große Bedeutung hat der Teehandel Charbins. Auch große Gasthöfe mit europäischen Einrichtungen sind vorhanden, die geforderten Preise sind aber ganz unverhältnismäßig hoch. Bei Charbin mündet die Zweiglinie der Eisenbahn von Port Arthur ein. Die Weiterfahrt nach Irkutsk geht durch die Steppe und endet zunächst in Missowaia am östlichen Ufer des Baikalsees. Die Bahnverbindung um den Südzipfel des Sees herum zum Westufer ist in Angriff genommen; die Bauten werden aber wegen der Tunnelbohrungen in dem harten archäischen Eruptivgestein außerordentlich teuer. Vorläufig wird der Verkehr mit dem Westufer durch ein Fährschiff vermittelt, das gleichzeitig als Eisbrecher benutzt werden kann, und das eine Wasserverdrängung von 4200 t hat. Zur Bewegung des Schiffes dienen drei Dreifach-Expansionsmaschinen von insgesamt 3750 PS. Das Schiff vermag 3 Eisenbahnzüge von 88 m Länge aufzunehmen. Man erreicht in 4 Stunden die Station Baikal am Westufer des Sees und von dort in weiteren 3 Stunden Irkutsk, eine heute schon ganz europäische Stadt. Von Irkutsk aus fahren die Expreßzüge der Internationalen Schlafwagen-Gesellschaft mit der für dortige Verhältnisse außerordentlich hohen Geschwindigkeit von 40 km/st, so daß man Moskau in 7½ Tagen erreichen kann, vorausgesetzt, daß die Züge nicht auf der einen oder andern Station einen mehrstündigen Aufenthalt erleiden, was sehr häufig der Fall ist.

Während der Personenverkehr, abgesehen von Militär- und Sträflingstransporten, auf der ganzen Bahnlinie vorläufig sehr gering ist, hat die Güterbeförderung schon größeren Umfang erlangt. Außer Holz und Getreide kommen die Sondererzeugnisse Sibiriens: Wild, Pelzwerk, Zedernüsse, ferner chinesischer Tee und endlich in großen mit Eis gekühlten Wagen auch Butter und Eier vornehmlich in Frage. Eine hohe Bedeutung für den Gütertransport von China nach Europa wird die Bahn allerdings wohl kaum jemals gewinnen. Da der Tarif 2 Pfg/tkm beträgt, so würde die Fracht von Dalny bis Bremen 220 ℳ/t ausmachen, während auf dem 9000 km längeren Seewege der Norddeutsche Lloyd im Höchstfalle 32,50 ℳ berechnet.

Die Mängel der russisch-sibirischen Bahn in bezug auf bauliche Anlagen und Verwaltung sind so groß, daß sie als internationales Verkehrsmittel in absehbarer Zeit nicht wird betrachtet werden können.

Eingegangen 13. Mai 1905.

Breslauer Bezirksverein.

Sitzung vom 28. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Wagner. Schriftführer: Hr. Förster.

Anwesend 33 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Förster spricht über logische Diagramme.

Die logischen Diagramme, die Professor Hartig in Dresden zuerst verwendet hat, sind ein vorzügliches Mittel, um eindeutige klare Klassifikationen zu schaffen und alle unbestimmten, leider so häufig mit relativen Beiwörtern versehenen Definitionen auszuschließen.

Nach der Lehre von den logischen Diagrammen wird ein Substantivbegriff, der durch wesentliche Merkmale klassifiziert werden soll, durch einen Kreis dargestellt. Die Merkmale müssen logisch bestimmt, dürfen also keine steigerungsfähigen Adjektiva sein. Ihr Vorkommen wird durch Linien bezeichnet, die den Kreis schneiden und auf deren einer Seite das Merkmal vorhanden ist, auf deren andrer Seite es fehlt. Man wählt für die Linien zunächst einen senkrechten und einen wagerechten Durchmesser, dann eine parabelartige Linie, weiter eine Omega-Linie und schließlich Schleifenlinien, die jedes Flächenstück in zwei Teile zerlegen. Jeder Linienzug verdoppelt also die Möglichkeiten. Selbstverständlich darf ein solcher Linienzug ein Flächenstück nicht schneiden, welches einen Begriff darstellt, bei dem das neue Merkmal logisch unmöglich ist.

Sehr anschaulich läßt sich das Wesen logischer Diagramme unter anderm bei der Einteilung der Pumpen verwenden. Es soll hier ein schon genauer festgelegter, enger begrenzter Begriff als Ausgangspunkt dienen. Der Kreis schließe den Begriff aller Wasserfördermaschinen mit geradlinig hin- und hergehendem Kolben, der nicht durchbrochen ist, ein. Ein wagerechter Durchmesser gebe das Merkmal der einfachen und doppelten Saugwirkung, ein senkrechter das der einfachen und doppelten Druckwirkung an. Es fallen nun in den ersten Quadranten alle einfach wirkenden, in den dritten Quadranten alle doppelt wirkenden Pumpen. In dem zweiten Quadranten stehen die Pumpen mit doppelter Druck- und einfacher Saugwirkung, also die gewöhnliche Differentialpumpe und die Pumpe, Patent Steuer, der Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Danek & Co. in Prag[1]); in den vierten Quadranten kommen Pumpen mit doppelter Saugwirkung und einfacher Druckwirkung, also Pumpen, bei denen die Differentialwirkung nach der Saugseite verlegt ist. Diese Ausführung ist sehr wohl möglich, doch hat die Praxis dafür kein Bedürfnis.

Ein weiteres Merkmal sei die Anordnung der Ventile der Druck- oder Saugseite in zwei verschiedenen Ebenen. Be-

[1]) Z. 1904 S. 484.

kanntlich wendet man diese Anordnung nur für die Druckseite an, da sie für die Saugseite nicht erforderlich ist. Das Merkmal sei daher durch die parabelartige Linie auch nur für die Druckseite eingeführt; der Einführung für die Saugseite steht zwar durchaus nichts entgegen, doch würden dadurch nur die Gruppen, die in der Praxis ungebräuchliche Ausführungen darstellen, vermehrt und eine Uebersicht erschwert werden.

Weiterhin sei als Merkmal die Auflösung der einzelnen Ventile in Gruppenventile darzustellen. Die Omega-Linie gebe dies für die Saugseite, die Schleifenlinie für die Druckseite an. Wie es üblich ist, werde auch angenommen, daß, wenn das eine Druckventil in Gruppenventile aufgelöst wird, dies auch mit dem andern geschieht.

Als besondres Merkmal die Lage der Pumpenachse einzuführen, erscheint nicht zweckmäßig. Selbstverständlich ist hier nicht die Größe, sondern nur die Zahl der Flächenstücke von Bedeutung.

Es ergeben sich also folgende Kombinationen:

I. Quadrant: einfach wirkende Saug- und Druckpumpe.

1) Saug- und Druckventil als je 1 Ventil, gebräuchliche Ausführung;

2) das Saugventil ist als Gruppenventil ausgeführt, gebräuchliche Ausführung;

3) das Druckventil ist als Gruppenventil ausgeführt; ungebräuchlich;

4) Saug- und Druckventil sind als Gruppenventile ausgeführt, gebräuchliche Ausführung;

5) Pumpe, Bauart Bergmans, der Maschinenbauanstalt Breslau mit Saug-, Schwimmer- und Druckventil, als je 1 Ventil;

6) dieselbe, Saugventil als Gruppenventil, ungebräuchlich;

7) dieselbe, Druckventil als Gruppenventil, ungebräuchlich;

8) dieselbe, alle Ventile als Gruppenventile. Bei der Bergmans-Pumpe ist diese Anordnung ebenfalls ungebräuchlich, sie wird aber ausgeführt bei einer Preßpumpe von Bettinger & Balcke, Frankenthal.

II. Quadrant: einfache Saug- und doppelte Druckwirkung.

9) Pumpe mit Differentialdruckwirkung und je 1 Ventil, gebräuchliche Ausführung;

10) dieselbe, das Saugventil als Gruppenventil, gebräuchliche Ausführung;

11) dieselbe, das Druckventil als Gruppenventil, ungebräuchlich;

12) dieselbe, beide Ventile als Gruppenventile, zuweilen gebräuchlich;

13) Pumpe, Bauart Steuer, mit je 1 Ventil. Die Pumpe ist als »doppelt drückend« zu bezeichnen, obgleich auf einen Hub nur Luft komprimiert wird, ohne daß Wasser gefördert würde;

14) dieselbe, das Saugventil als Gruppenventil, bisher ungebräuchlich;

15) dieselbe, die Druckventile als Gruppenventile, bisher ungebräuchlich;

16) dieselbe, alle Ventile als Gruppenventile, bisher ungebräuchlich;

III. Quadrant: doppelte Saug- und Druckwirkung.

17) doppelt wirkende Pumpe mit je 1 Ventil, im ganzen 4 Ventilen, oder Doppel-Differentialpumpe mit im ganzen 2 Ventilen. Diese letztere Pumpe wird erhalten, wenn der auf einer vorn und hinten gleich starken durchgehenden Stange sitzende Tauchkolben auf einer Seite 2 Absätze hat, deren Flächen gleich sind und also der Hälfte der Ringfläche auf der andern Seite entsprechen. Der eine der beiden Absätze arbeitet im Saug-, der andre im Druckraume. Diese Kombination zweier Differentialpumpen ist nicht gebräuchlich;

18) Pumpe wie unter 17), aber Saugventile als Gruppenventile, für doppelt wirkende Pumpen sehr gebräuchlich;

19) Pumpe ebenso, aber Druckventil als Gruppenventil, nicht gebräuchlich;

20) Pumpe ebenso, alle Ventile als Gruppenventile, für doppelt wirkende Pumpen gebräuchlich;

21) Saugseite einer doppelt wirkenden Pumpe, Druckseite mit übereinander liegenden Ventilen nach Bettinger & Balcke. Diese Anordnung wird nicht ausgeführt. Bettinger & Balcke setzen 3 Pumpen als Drillingspumpe nebeneinander, aber mit Ausführung der Ventile nach Gruppe 8);

22) Pumpe nach 21), Saugventile als Gruppenventile, nicht ausgeführt;

23) Pumpe ebenso, Druckventile als Gruppenventile, nicht ausgeführt;

24) Pumpe ebenso, alle Ventile als Gruppenventile; wie bei Gruppe 21) gesagt, wird statt der doppelten Wirkung eine Drillingswirkung von Bettinger & Balcke bevorzugt.

IV. Quadrant: doppelte Saugwirkung, einfache Druckwirkung.

Diese Anordnung ergibt eine Differentialpumpe, bei der die Differentialwirkung auf der Saugseite liegt. Sie ist nicht gebräuchlich, da, wie bereits gesagt, kein Bedürfnis dafür vorhanden ist.

25) Pumpe mit einfachen Ventilen;

26) dieselbe, Saugventil als Gruppenventil;

27) dieselbe, Druckventil als Gruppenventil;

28) dieselbe, beide Ventile als Gruppenventile;

29) Saugventil wie bei Gruppe 25), Druckventile wie bei Gruppe 5);

30) Saugventil wie bei Gruppe 26), Druckventile wie bei Gruppe 5);

31) Saugventil wie bei Gruppe 25), Druckventile wie bei Gruppe 6);

32) Saugventile wie bei Gruppe 26), Druckventile wie bei Gruppe 6).

Aus dieser Zusammenstellung ergibt sich der einfache Gebrauch eines logischen Diagrammes bei der Aufstellung der Ausführungsmöglichkeiten für verschiedene Merkmale.

Als weiteres Beispiel gibt der Vortragende noch eine Klassifizierung der Dampfturbinen, die ebenfalls einige bemerkenswerte Sonderfälle zeigt.

Nach dem Vortrag werden Vereinsangelegenheiten erledigt.

Eingegangen 15. Mai 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 4. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.

Anwesend 46 Mitglieder und 10 Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Sütterlin über Absaugung von Spänen und Rauch[1]).

Bei der rationellen Absaugung sind die an den einzelnen Maschinen einer Holzbearbeitungswerkstätte entstehenden Späne während des Arbeitsvorganges selbst aufzufangen und durch eine geschlossene Leitung an einen bestimmten Punkt zu befördern. Das Werkzeug ist dabei von einem Kasten umgeben, der auf der einen Seite der Luft Zutritt gewährt und auf der andern Seite an das Saugrohr eines Ventilators angeschlossen ist. Die Luft strömt mit großer Geschwindigkeit am Werkzeug vorbei und reißt die Späne mit sich fort in die Rohrleitung. Die einzelnen Stränge vereinigen sich zu einem Hauptsaugrohr nach dem Exhaustor, von dem ein gemeinsames Druckrohr zum Abscheider führt.

Die für eine genügende Wirkung erforderliche Luftmenge ist durch Versuche ermittelt worden; sie steht in einem bestimmten Verhältnis zu der erzeugten Spänemenge. Die Luftmenge ist reichlich zu wählen, damit sich die Rohrleitung nicht verstopfen kann; dabei muß auch ein hoher Feuchtigkeitsgrad der Späne oder ein großes spezifisches Gewicht des Holzes berücksichtigt werden.

Eine zweckentsprechende Anlage muß bei geringstem Kraftverbrauch den Staub und die Späne vollständig beseitigen, und Rohrleitungen, Exhaustoren und Abscheider müssen derart angeordnet sein, daß die Arbeit und der Verkehr nicht behindert werden. Auf letzteren Punkt ist schon bei Konstruktion und Aufstellung der Maschinen Rücksicht zu nehmen.

Um die Späne sicher fortzuführen, ist in Saug- und Druck-

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1389.

leitung eine kleinste Luftgeschwindigkeit von 16 m/sk erforderlich.

Die Auffangkasten an den Maschinen müssen der eintretenden Luft die gleiche Richtung wie die Flugbahn der Späne geben; dabei sind Querschnittübergänge nur in schlanken Kurven auszuführen, um der Luft zu ermöglichen, die Späne ohne Wirbel und Stöße mitzunehmen. Die Kasten sollen leicht abnehmbar sein, so daß man bequem an die Messerköpfe oder sonstigen Werkzeugen gelangen kann.

Für Hobelspäne oder Abfälle sind Schwanenhälse und Kehrlöcher anzuordnen.

In die Rohrleitung müssen die Anschlüsse unter ganz spitzem Winkel einmünden, damit die seitlich eintretende Zweigleitung den Hauptstrom nicht verengt. Biegsame Rohre, z. B. für Poliermaschinen, werden durch Drahtspiralen, umwickelt mit Segeltuch, in einfacher Weise hergestellt. An geeigneter Stelle vor dem Eintritt in den Exhaustor sind Sammelkasten für mitgerissene Holzstücke vorzusehen; sie bestehen aus einer prismatischen Erweiterung des Saugrohres, in die das Holz hineinfällt, und aus denen es durch eine Klappe entfernt wird.

Der Exhaustor soll möglichst einfach sein und den Spänen freien Durchgang gewähren. Es hat sich als eine bedeutende Verbesserung erwiesen, wenn man zwischen Flügeln und Gehäusewand einen Spielraum von 10 mm schafft, um die eintretenden langen Hand-Hobelspäne nach außen gleiten zu lassen.

An der Sammelstelle für die Späne muß die Luft von den Spänen geschieden werden, und letztere sollen ruhig niederfallen können. Dafür hat man Staubkammern, Filter und Zyklone versucht, wovon letztere sich am besten bewährt haben; sie nehmen den geringsten Platz ein und ergeben den kleinsten Widerstand, allerdings nur, wenn sie sachgemäß gebaut sind.

Die Späne-Absaugungsanlage bei Blohm & Voß umfaßt Tischlerei, Sägerei und Zimmerschuppen mit 95 Absaugestellen. Es sind 3 elektrisch angetriebene Exhaustoren und 3 Späneabscheider aufgestellt. An diese schließt sich eine Druckleitung an, in der die Späne 190 m weit in einen Behälter am Kesselhaus gelangen; hierfür ist ein besondrer Exhaustor nebst Abscheider angeordnet. Die Gesamtanlage braucht rd. 50 PS und arbeitet seit 1½ Jahren ohne jede Störung. Sie ist entworfen und ausgeführt von der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg. Bei der Abnahme ergab sich, daß der vorher berechnete und der wirkliche Kraftaufwand nur um rd. 1 vH voneinander abwichen, jedenfalls ein Beweis für die vorzügliche Durchrechnung des weitverzweigten Rohrnetzes.

Die guten Erfolge der Späneabsaugung veranlaßten die Firma Blohm & Voß, auch der Frage einer besseren Rauchbeseitigung in der Schmiede näher zu treten. Die normalen Kappen über den Schmiedefeuern genügten nicht, um den entstehenden Rauch völlig zu entfernen. Ein großer Teil des Rauches drang in die Schmiede, und man versuchte nun, durch entsprechende Ausbildung des Dachstuhles eine gute Lüftung herbeizuführen. Das Ergebnis war, daß die von oben kommende frische Luft und der emporsteigende Qualm zu Wirbeln und Querströmungen Veranlassung gaben und nur eine Verdünnung des Rauches, aber keine Beseitigung erreicht wurde. Man war dabei von einer falschen Grundlage ausgegangen; die richtige Lösung der Aufgabe lag darin, den Rauch am Entstehungsort aufzufangen.

Zu dem Zweck wurde eine Doppelkappe über ein Schmiedefeuer gesetzt, deren beide Kappen am äußeren Rand einen schmalen Schlitz bildeten, und das obere Ende wurde mit dem Saugrohr eines Exhaustors verbunden, eine Anordnung, wie sie Sturtevant ausführt. Die Wirkung war unbefriedigend; da der Ventilator aus der inneren und der äußeren Kappe absaugen soll, ist das am Rand entstehende Vakuum zu gering, um seitlich entweichende Rauchgase festzuhalten. Der Grund dafür liegt darin, daß der untere Querschnitt der Innenkappe zu beträchtlich ist, und daß die dort eintretende kalte Außenluft durch das Feuer um ein Vielfaches ausgedehnt wird. Fernere Nachteile ergeben sich dadurch, daß der Exhaustor sehr heiße und qualmreiche Gase verarbeiten muß, so daß eine kräftige Lagerkühlung nötig wird und die Flügel bald mit einer dicken Kruste bedeckt sind. Auch liegt ein grundsätzlicher Fehler vor, weil gerade die heißen Gase in der Mitte, die von selbst im Rohr hochsteigen würden, noch beschleunigt werden, während die Wirkung auf die Rauchteile außen, die nach der Schmiede hinwegströmen wollen, am geringsten ist. Schließlich liegt auch ein großer Mangel darin, daß bei etwaigem Stillstand des Exhaustors jeder Abzug für den Rauch abgeschnitten wird.

Die Beseitigung aller dieser Bedenken gelang durch eine Verbindung des Exhaustors nur mit der äußeren Kappe[1]). In der inneren Kappe steigen die heißesten und qualmreichsten Gase mit natürlichem Zug empor; der am Rande liegende Schlitz zwischen innerer und äußerer Kappe ist dagegen an das Saugrohr eines Ventilators angeschlossen, und es entsteht dort infolge des kleinen Querschnittes ein scharfer Zug, von dem die kälteren Gase, die unter dem Rande hinweg ausströmen wollen, erfaßt und abgesaugt werden. Die Vorteile dieses Verfahrens sind: geringe Luftmenge; kühle Abgase und verhältnismäßig wenig Ruß, daher keine Spezialkonstruktion für den Exhaustor erforderlich; Stillstand des Ventilators ohne Einfluß auf den natürlichen Abfluß des Rauches.

Die Wirkung des neuen Verfahrens war so vorzüglich, daß die ganze Schmiede (rd. 60 Feuer) in dieser Art ausgebaut wurde und nunmehr nahezu völlig klare Luft besitzt. Der Kraftverbrauch für die Gesamtanlage beträgt rd. 20 PS, also außerordentlich wenig im Verhältnis zu andern Lüfteinrichtungen. Jeweils 10 bis 12 Feuer sind zu einer Gruppe mit eigenem Exhaustor und Rohrsystem vereinigt.

Beim Betriebe der neuen Anlage ergab sich noch ein unerwarteter Erfolg insofern, als die Schornsteine für den natürlichen Zug besser wirkten als zuvor. Diese Erscheinung wird dadurch erklärt, daß die natürlich abziehenden Gase eine höhere Mitteltemperatur hatten, weil die kälteren abgesaugt wurden. Außerdem war für die Arbeiter neben der Beseitigung des Rauches eine merkliche Kühlung erreicht.

Im weiteren Verlauf der Sitzung werden einige auf der Tagesordnung der 46. Hauptversammlung stehende Gegenstände beraten.

Eingegangen 16. Mai 1905.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 5. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Post. Schriftführer: Hr. Heintz.

Anwesend 25 Mitglieder und 2 Gäste.

Hr. Thraner hält einen Vortrag: Beiträge zur Berechnung der Gasbehälter-Führungsgerüste.

Die statische Berechnung der Führungsgerüste für Gasbehälter hat von jeher die Ingenieure ernstlich beschäftigt. Hacker, Niemann, Pfeifer, Intze, Müller-Breslau und manche andre haben mathematische Ableitungen[2]) geliefert, die vielfach für die Praxis nutzbar gemacht worden sind. Alle diese Ableitungen setzen gleichmäßiges Anliegen aller Rollen oder vollständige Steifheit der wagerechten Gliederungen voraus. Diese Forderungen sind praktisch unerfüllbar, tatsächlich auch nirgends erfüllt, und der Redner versucht demgemäß, die Aufgabe gestützt auf die Annahme von Annäherungen zu lösen, die der Wirklichkeit möglichst nahe kommen.

Seine Ermittlungen erstrecken sich auf die Anzahl der drucküberträgenden Rollen, auf die Anteilnahme der einzelnen Rollen, auf den Einfluß der wagerechten Umgänge, auf die Wirkung einseitigen Schneedruckes sowie auf einige Einwirkungen sekundärer Art. Schließlich vertritt er noch den Standpunkt, daß bei Behältern mit eisernem Becken die Diagonalglieder bis an die Grundfläche des Beckens herangeführt werden sollten, weil sonst in die Beckenwand Zusatzspannungen kommen müssen, die sehr erheblich werden können, was bei der geringen Sicherheit solcher Wände gegen Knicken gefährlich ist.

In dem geschäftlichen Teil der Sitzung widmet der Vorsitzende den verstorbenen Mitgliedern Stadtrat Fuchs in Heidelberg, Direktor Kohlstock in Rheinau, Geh. Kommerzienrat Heinrich Lanz sowie Direktor Noll ehrende Worte treuen Angedenkens.

Zum Schluß werden einige Vorlagen von der Tagesordnung der 46. Hauptversammlung beraten.

Eingegangen 11. Mai 1905.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Boltz. Schriftführer: Hr. Schürmann.

Anwesend 48 Mitglieder.

Nachdem eine Reihe Punkte der Tagesordnung der 46. Hauptversammlung durchberaten sind, spricht Hr. Zivilingenieur Dr. Zerener, Berlin (Gast), über die elektrischen Schweißverfahren, ihre Praxis und ihre neuesten Apparate[3]).

[1]) D. R. P. Nr. 160079 von Asmussen.

[2]) s. Z. 1893 S. 107, 1126; 1894 S. 190; 1899 S. 1465.

[3]) s. Z. 1905 S. 968.

Bücherschau.

Neuere Turbinenanlagen Von Wilhelm Wagenbach. Berlin 1905, Julius Springer. 127 S. 4° mit 48 Figuren und 54 Tafeln. Preis 15 *M.*

Der Verfasser hat sich auf Veranlassung von Professor E. Reichel der dankenswerten Aufgabe unterzogen, »durch Sammeln der in der Literatur zerstreuten Turbinenanlagen und durch Aufnahme einiger weiterer Konstruktionen ein Büchlein zu schaffen, das namentlich dem Studierenden einen guten Ueberblick über die gebräuchlichen Turbinenanordnungen gewähren sollte«. Dem Zweck entsprechend bilden die hübsch ausgeführten Tafeln einen Hauptbestandteil des Werkes und geben mit den sachgemäßen Beschreibungen jedem Turbinenkonstrukteur eine wertvolle und nützliche Anregung Eine solche Zusammenstellung erscheint um so erwünschter, als der Turbinenbau in den letzten Jahrzehnten einen ungeahnten Aufschwung genommen hat, so daß viele der erwähnten Ausführungen als erste in ihrer Art und als vorbildlich bezeichnet werden dürfen. Freilich sind auch viele Anlagen mit aufgenommen, bei denen schweres Lehrgeld bezahlt wurde, und manche davon sind noch bis heute Schmerzenskinder ihrer Erzeuger geblieben. Der Verfasser hat geglaubt, sich im einzelnen Falle der Kritik zumeist enthalten zu sollen, und es soll ihm, da wir ja noch mitten in der Entwicklung begriffen sind und viele Fragen ihre endgültige Beantwortung noch nicht gefunden haben, daraus kein Vorwurf gemacht werden. Es darf aber nicht unterlassen werden, darauf hinzuweisen, daß darin für den unerfahrenen Leser die Gefahr liegt, zu glauben, alle ausgeführten Beispiele seien gleichwertige Musterkonstruktionen.

Die allgemeinen Ausführungen über die Turbinen und ihre Anpassung an gegebene Verhältnisse und besonders über die Regulierung der Turbinen sind zwar kurz gehalten, verdienen aber ihrer klaren und übersichtlichen Ausführung wegen alle Anerkennung.

Bezüglich der charakteristischen Koeffizienten, wo der Verfasser erwähnt, daß ich auch »ähnliche« Koeffizienten aufgestellt habe, sei eine kurze Berichtigung gestattet. Ich bin der Ansicht, daß das von den Amerikanern geübte Verfahren, die Umlaufzahlen einer Turbine auf die verarbeitete Wassermenge zu beziehen, wie es auch beim Verfasser geschieht, kein klares Bild über das Schnellaufen geben kann, sondern daß hierzu noch der Wirkungsgrad der Turbinen in Betracht gezogen werden muß. Das geschieht, wenn man, wie auch Baashuus vorgeschlagen hat [1]), die Umlaufzahl nicht auf die Wassermenge, sondern auf die Leistung bezieht, und diese Ueberlegung hatte mich gerade im Gegensatz zu dem amerikanischen Verfahren dazu geführt, die Umlaufzahl der 1pferdigen Turbine bei 1 m Gefälle als spezifische Umlaufzahl (n_s) zu bezeichnen. Anstatt des Koeffizienten

$$c = n\sqrt{\frac{Q}{H^{\frac{3}{2}}}},$$

der das Schnellaufen charakterisieren soll, ergibt sich dann

$$n_s = n\sqrt{\frac{N}{H^{\frac{5}{2}}}}$$

(von Baashuus mit k_N bezeichnet).

Im ganzen darf gesagt werden, daß das Buch einem lebhaften Bedürfnis nachkommt, und daß seine Anschaffung jedem Turbinenkonstrukteur empfohlen werden kann.

München. R. Camerer.

Die Königlich Preufsischen Maschinenbauschulen. Von Dr. Siegfried Jakobi. 8°. Berlin 1905, Julius Springer. Preis 3 *M.*

Der Verfasser hat sich die Aufgabe gestellt, »den Schülern und ihren Eltern sowie allen am gewerblichen Schulwesen interessierten Kreisen Einblick in die Einrichtungen der preußischen Maschinenbauschulen zu verschaffen«; ferner will er die wirtschaftliche Bedeutung dieser Schulen dartun und dem jungen Techniker den Weg vor und nach dem Besuch der Schule zeigen. Zu diesem Zweck behandelt er folgende Abschnitte:

I. Einleitung.
II. Die Entwicklung der preußischen Maschinenbauschulen und ihre Beziehungen zu den andern höheren Lehranstalten.
III. Vor der Berufswahl und die Vorbereitung für den Maschinenbauschul-Unterricht.
IV. Die Anforderungen des Unterrichtes an den Maschinenbauschulen.
V. Die baulichen Einrichtungen der Maschinenbauschulen.
VI. Die Lebensführung der Schüler.
VII. Die Reifeprüfungen. — Nach der Schulzeit.
VIII. Schlußwort.
IX. Anhang: Auszug aus den ministeriellen Bestimmungen über die Maschinenbauschulen. — Muster für die Ausfüllung des Anmeldescheines.

Dem obengenannten Zweck entsprechend ist die Darstellung durchaus gemeinverständlich gehalten. Das hätte aber den Verfasser nicht hindern sollen, in dem Abschnitt II die Geschichte der preußischen Provinzialgewerbeschule zutreffender zu schildern: wie die preußische Regierung sie beseitigte, ohne dafür Ersatz zu schaffen, und wie es in erster Linie dem unablässigen Bemühen des Vereines deutscher Ingenieure zu verdanken ist, daß wir heute an ihrer Stelle eine so stattliche Anzahl von Maschinenbauschulen in Preußen besitzen. Sehr zweckmäßig wäre es auch gewesen, wenn der Verfasser da, wo er die Aufgaben der technischen Mittelschule kennzeichnet, sich enger an das gehalten hätte, was darüber in den Denkschriften des Vereines deutscher Ingenieure niedergelegt ist.

Sehr wertvoll für die Eltern, welche ihre Söhne einer Maschinenbauschule zuführen wollen, und für diese Söhne selbst sind die aus der Erfahrung des Verfassers geschöpften Bemerkungen in Abschnitt III und IV über die Vorbereitung und Behandlung der einzelnen Unterrichtsfächer, die Ausrüstung des Schülers mit Reißzeug und andern Zeichengeräten, die häuslichen Arbeiten usw.

Im fünften Abschnitt gibt der Verfasser Beschreibungen der Schulen in Altona, Köln, Dortmund und Elberfeld-Barmen, denen Baupläne und Angaben über die Baukosten beigefügt sind. Beachtenswert ist, in welchem Maße diese Anstalten mit Maschinenhäusern und Laboratorien für Unterrichtszwecke ausgestattet sind. Auch hierin ist die Einwirkung des Vereines deutscher Ingenieure zu spüren, dessen kräftigem Betreiben die Errichtung dieser Uebungsstätten hauptsächlich zu verdanken ist.

Die Angaben über die Kosten für Schulgeld, Bücher, Zeichengeräte, Ausflüge usw., welche der sechste Abschnitt enthält, werden gleichfalls sehr willkommen sein, ebenso über das, was zur Anmeldung erforderlich ist. Abschnitt VII gibt Auskunft über die Prüfungen, und im Anhang: Abschnitt IX, sind die ministeriellen Verordnungen über die Organisation und den Zweck der Anstalten, ihre Benennung, ihre Lehrpläne, die Prüfungsordnungen und die Schulgesetze mitgeteilt.

Nicht recht begreiflich ist es, daß der Verfasser unterlassen hat, die staatlichen Laufbahnen zu nennen, zu denen der erfolgreiche Besuch der höheren Maschinenbauschulen den Zugang eröffnet; es sind das:

im Eisenbahndienst die Aemter der Werkstättenvorsteher, der maschinentechnischen Eisenbahnsekretäre, der Eisenbahn-Betriebsingenieure;

bei der Reichsmarine die Stellungen der Werkstättenvorsteher, der Konstruktionssekretäre und Maschineningenieure, die es bis zum Chefingenieur mit Oberstleutnantsrang bringen können. Hierüber zuverlässige Angaben zu erhalten, wird vielen von großer Bedeutung sein.

Alles in allem entspricht das Buch einem häufig empfundenen Bedürfnis und ist bis auf die erwähnten Mängel seiner Aufgabe gut gerecht geworden.

---

[1]) Z. 1905 S. 92.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Zur Berechnung räumlicher Fachwerke: Allgemeine Formeln für statisch bestimmte und insbesondre statisch unbestimmte Kuppel-, Zelt- und Turmdächer. Von Dr.-Ing. L. Sachs. Berlin 1905, Wilhelm Ernst & Sohn. 56 S. 8⁰ mit 3 Tafeln. Preis 2,50 ℳ.

Die Gesetze, Verordnungen und Verträge des Deutschen Reiches betreffend den Schutz der gewerblichen, künstlerischen und literarischen Urheberrechte. Von Dr. G. Rauter. Hannover 1905, Gebrüder Jänecke. 455 S. 8⁰. Preis 8 ℳ.

Vollständige Textausgabe mit ausführlichem Sachregister und verweisenden Anmerkungen.

Aus Natur und Geisteswelt. Bd. 71. Die Eisenbahnen, ihre Entstehung und gegenwärtige Verbreitung. Von F. Hahn. Leipzig 1905, B. G. Teubner. 150 S. 8⁰ mit einer Doppeltafel und zahlreichen Figuren. Preis 1 ℳ.

Desgl. Bd. 23. Am sausenden Webstuhl der Zeit. Uebersicht über die Wirkungen der Entwicklung der Naturwissenschaften und der Technik auf das gesamte Kulturleben. 2. Aufl. Von Dr. Launhardt. 124 S. 8⁰. Preis 1 ℳ.

Ueber rationelle, rauchfreie Heizung von Backöfen. Sonderabdruck aus dem Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1905 Nr. 17. Von W. Bucerius. München und Berlin 1905, R. Oldenbourg. 27 S. 8⁰ mit 13 Fig. Preis 50 Pfg.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

A process for converting fine iron ores into nodules. (Iron Age 7. Sept. 05 S. 589/92*) Anlage und Verfahren der National Metallurgic Co. in Hackensack, N. J., zum Verdichten von Eisenerzstaub zu Preßkörnern mittels Schleudertrommel unter Beifügung von Kohlenstaub.

Bergbau.

Hoisting practice in the Pennsylvania anthracite region. Von Norris. (Eng. Magaz. Sept. 05 S. 892/912*) Uebersicht über die in dem Gebiete verwendeten Fördermaschinen und kurze Beschreibung einiger bemerkenswerter Konstruktionen.

Brennstoffe.

Tests of coal for producer-gas plants. (Engineer 22 Sept. 05 S. 292*) Mehrere Arten amerikanischer Kohle sind in bezug auf ihre Verwendbarkeit zur Sauggaserzeugung geprüft. Zusammenstellung der Ergebnisse.

Dampfkraftanlagen.

Ueber einen interessanten Fall von Grubengasverwertung. Von Fric. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 9. Sept. 05 S. 467/70*) Das Gas wird zum Heizen zweier Einflammrohrkessel des Kraftwerkes einer Grube benutzt; der tägliche Gasausfluß beträgt rd. 2500 cbm.

The Cockerill rolling-mill engine at the Liége Exhibition. (Engng. 22. Sept. 05 S. 376* mit 1 Taf.) Die liegende Drillingverbundmaschine hat 900 und 1350 mm Zyl.-Dmr. und 1300 mm Kolbenhub. Sie leistet bei 8 at Dampfüberdruck und 120 Uml./min 10000 PS. Je ein Hochdruck- und ein Niederdruckzylinder sind in Tandemform zusammengebaut. Als Steuerung dienen Kolbenschieber, ein Drosselventil und ein damit zwangläufig verbundenes Stauventil.

Eisenbahnwesen.

Vom Bau der Schantung-Eisenbahn. Forts. (Zentralbl. Bauv. 23. Sept. 05 S. 477/80*) Entwässerung. Böschungen. Oberbau. Schluß folgt.

Eisenhüttenwesen.

Der elektrische Antrieb von Reversierwalzwerken. Von Ilgner. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 22. Sept. 05 S. 525/28*) Vorteile der Umkehrwalzwerke. Vorbedingungen für den elektrischen Antrieb. Vorschläge und Erörterungen der Konstruktionseinzelheiten. Schluß folgt.

A 3000-ton hydraulic slab shear with special feeding device. (Iron Age 7. Sept. 05 S. 606*) Die Druckwasserschere kann Blöcke von 610 mm Höhe und 1420 mm Breite zerschneiden und arbeitet mit 430 kg/qcm Wasserdruck. Einzelheiten der Maschine.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The anatomy of bridgework. X. Von Thorpe. (Engng. 22. Sept. 05 S. 367/69*) Verstärkung von Blechträgerbrücken durch mittlere Längsträger.

Cantilever bridge of 1800-ft. span across the St. Lawrence. (Engng. 22. Sept. 05 S. 376* mit 1 Taf.) Kräfteplan und Einzelheiten der in Z. 1905 S. 667 besprochenen Brücke.

Elektrotechnik.

The distribution of power. Von Ayrton. (Engng. 22. Sept. 05 S. 380/81) Uebersicht über die Entwicklung elektrischer Kraftübertragung. Entfernung, Stärke der Leitungsdrähte und Spannung bei verschiedenen Anlagen. Schlußfolgerungen, bezogen auf die geplante Kraftübertragung von den Viktoria-Fällen des Sambesi nach Johannesburg.

Modern power-plant design and economics. Von Köster. Forts. (Eng. Magaz. Sept. 05 S. 812/49*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05.

Mitteilungen über das städtische Elektrizitätswerk Quedlinburg. Von Voß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 23. Sept. 05 S. 846/48) Die Anlage enthält eine Gleichstromdynamo für 2×220 V Netzspannung für das Stadtgebiet und eine Drehstromdynamo für 3000 V, die von zwei Sauggasmotoren von zusammen 250 PS angetrieben werden.

Neuere Umformungsanlagen. Von Collischon. (Elektrot. Z. 21. Sept. 05 S. 875/82*) Umformer für das Elektrizitätswerk Breslau, bestehend aus einem 1450 pferdigen Synchronmotor für Drehstrom von 5000 V und zwei 500 KW-Gleichstromerzeugern von 220 V Spannung. Zweimaschinenumformer der Höchster Farbwerke von 1100 KW Leistung.

Die internationale Weltausstellung in Lüttich. Von Seidener. (Z. f. Elektrot. Wien 24. Sept. 05 S. 563/65*) Allgemeines. Hallen und Bauwerke. Krane. Ausstellungsbahn. Einteilung. Uebersicht über die ausgestellten Maschinen. Forts. folgt.

Hochspannungsbahnmotor für Gleichstrom. Von Rikli-Kehlstadt. (El. Bahnen 23. Sept. 05 S. 518/21*) Konstruktion eines Versuchsmotors von 440 mm Ankerdurchmesser und 220 mm Ankerbreite für 75 PS Leistung bei 1500 V Spannung und 430 Uml./min zum Einbau in ein Drehgestell von 1800 mm Radstand, 1000 mm Spurweite und 840 mm Laufraddurchmesser. Versuchsergebnisse.

Along the Niagara-Toronto transmission line. (El. World 16. Sept. 05 S. 479/81*) Darstellung der 120 km langen Hochspannungsübertragung mit 2×3 Kupferseilen von je 96 qmm Querschnitt für 60000 V Spannung.

Zementfüße für Holzmasten. Von Herzog. (Z. f. Elektrot. Wien 24. Sept. 05 S. 565/67*) Der Zementfuß von Kastler hat nach oben hin seitliche eiserne Laschen, zwischen denen das untere Ende des Mastes verschraubt wird. Der hölzerne Mast bleibt dabei einige Zentimeter über dem Zementfuß. Kostenanschläge für die Auswechslung alter Masten.

Erd- und Wasserbau.

Die bauliche Entwicklung des Hafens von Genua. Von Bavier. (Schweiz. Bauz. 23. Sept. 05 S. 157/62*) Der Bau der Wellenbrecher. Hafenmauern und Anlegedämme. Trockendocks. Schluß folgt.

The Pennsylvania R. R. tunnel under Capitol Hill, Washington, D. C. (Eng. News 14. Sept. 05 S. 267/70*) Zweigleisiger Eisenbahntunnel von 1220 m Länge. Schilderung der Bauausführung.

Gasindustrie.

Die Dessauer Vertikalretorte. Von Bueb. (Journ. Gasb.-Wasserv. 23 Sept. 05 S. 833/38*) Günstiger Bericht über die Konstruktion und den Betrieb der Retorte.

Gießerei.

Up-to-date method of molding. Von King. (Am Mach 23. Sept. 05 S. 316/19*) Erläuterungen über die Zweckmäßigkeit der Einführung von Formmaschinen in kleineren Gießereien und Anweisungen über die Verwendung und den Betrieb der Formmaschinen.

Modern pipe founding. (Am. Mach. 23. Sept. 05 S. 303/09*) Die Gießereien der Dimmick Pipe Foundry in Birmingham, Ala., und der United States Cast-Iron Pipe and Foundry Company.

Casting pipe in a rotary mold. Von Straw. (Iron Age 7. Sept. 05 S. 599/600*) Darstellung eines Verfahrens zum Gießen von Röhren, hohlen Wellen usw. mittels Formen ohne Kern, die sich um ihre Achse drehen.

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Hebezeuge.

Ueber die Dimensionierung hydraulischer Zylinder und Steuerschieber. Von Böttcher. (Verhdlgn. Ver. Beförd Gewerbfl. Juni 05 S. 281/94*) Ergebnisse von Indizierversuchen an Druckwasserkranen und Schlußfolgerungen in bezug auf Druckwasser-Arbeitszylinder im allgemeinen, unter Berücksichtigung älterer Arbeiten von Lang, s Z. 1893 S. 1281 u. f. Einfluß des mechanischen Wirkungsgrades und der Durchströmwiderstände der Steuerschieber und Steuerventile.

Heizung und Lüftung.

Warmwasserheizung, Einrohrsystem mit sekundärer Zirkulation. Von Krell. (Gesundhtsing. 20. Sept. 05 S. 425/36*) Grundgedanke und Berechnung des vom Verfasser zuerst in größerem Umfang eingeführten Verfahrens der Warmwasserheizung. Unmittelbarer Anschluß der Zweigleitungen an das Hauptrohr. Temperatur der Heizkörper. Wasserumlauf. Gegenseitige Beeinflussung der Heizkörper. Wasserstoß in der Hauptleitung. Vergleichende Berechnung der Einrohr- und der Zweirohranlage. Forts. folgt.

Maschinenteile.

An oblique worm-drive layout. Von Raeburn. (Am. Mach. 16. Sept. 05 S. 281/83*) Berechnung von Schneckengetrieben mit windschiefen Achsen.

Materialkunde.

Beitrag zur Schmiermittelfrage. Von Blaß. (Glückauf 23. Sept. 05 S. 1199/1203) Meinungsäußerungen zu dem in Zeitschriftenschau v. 13 u. 20. Mai 05 erwähnten Aufsatz von Schreiber: Die Untersuchung von Verbrauchsmaterialien usw.

Metallbearbeitung.

Neue Spezialausführungen von Werkzeugmaschinen für Eisen- und Straßenbahnbau. Von Rupprecht. (Dingler 23. Sept. 05 S. 600/04*) In Schaubildern sind einige von der Newton Machine Tool Co. und von Wm. Sellers & Co in Philadelphia gebaute Drehbänke und Hobelmaschinen dargestellt.

Shop notes from Chattanooga. (Am. Mach. 16. Sept. 05 S. 276/81*) Schmelzofen für Gelbguß. Fräsfutter für Röhren. Vorrichtung zum exzentrischen Ausbohren. Drehbank für Kreuzkopfzapfen. Vorrichtung für Drehbänke zur Herstellung von Schnecken.

Some English tools. Von Vose. (Am. Mach. 23 Sept. 05 S. 310/14*) Drehbank für Eisenbahn-Radreifen, -Buffer und -Achsen. Meßwerkzeuge.

Car wheel forging. Von Baker. (Iron Age 7. Sept. 05 S. 596/98*) Darstellung der Schmiedepressen und des Ganges der Herstellung.

Motorwagen und Fahrräder.

Concours de véhicules industriels et de fourgons militaires. Von Dantin. Schluß. (Génie civ. 9. Sept. 05 S. 306/08* u. 16. Sept. S. 321/27*) S. Zeitschriftenschau v. 30. Sept. 05.

Pumpen und Gebläse.

The transmission of heat from air to water through corrugated copper tubes. Von Benson. (Am. Mach. 16. Sept. 05 S. 292/93*) Rechnerische Untersuchungen, zum Teil gestützt auf neuere Versuche, insbesondre über den Wärmeausgleich bei Zwischenkühlern von Verbundkompressoren.

The Ingersoll-Sergeant air-compressor. (Engng. 22. Sept. 05 S. 391*) Kurze Darstellung der für Leistungen von 150, 200 und 300 PS gebauten doppeltwirkenden Zwillingkompressoren mit Seilantrieb.

Schiffs- und Seewesen.

The dockyards and ship-building plants of Japan. Von Albertson. (Eng. Magaz. Sept. 05 S. 850/64*) Uebersicht über die Schiffbauindustrie in Japan, aus der hervorgeht, daß im Jahre 1903 65 Dampfer von zusammen 33 600 t im Lande hergestellt wurden.

A method of calculating the coal endurance and steaming radius of war vessels under various conditions. Von Bryan. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 696/706 mit 1 Taf.) Der Verfasser leitet Formeln zur Berechnung des Aktionsradius ab und vergleicht die errechneten mit wirklich erreichten Ergebnissen.

Steam turbines as applied to ocean liners. Von Biles. (Engineer 22. Sept. 05 S. 295/96) Der Verfasser erörtert die bisherigen Erfahrungen mit Turbinenschiffen und spricht sich günstig über die weitere Anwendung der Dampfturbinen auf Seeschiffen aus.

U. S. S. »Charleston«. Von Reed. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 754/805*) Geschützter Kreuzer von 130 m Länge über alles, 20 m Breite, 11000 t Wasserverdrängung und 22 Knoten Geschwindigkeit. Beschreibung des Schiffes und der Probefahrten.

The U. S. S. »Galveston«. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 678/95*) Geschützter Kreuzer der »Denver«-Klasse von 93 m Länge über alles und 13,4 m Breite bei 3200 t Wasserverdrängung und 16,5 Knoten Geschwindigkeit. Anordnung der Haupt- und Hülfsmaschinen.

U. S gunboats »Dubuque« and »Paducah«. Von Little. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 589/629* mit 1 Taf.) Die Schiffe sind 61 m lang über alles, 10,66 m breit und haben bei 3,7 m Tiefgang 1085 t Wasserverdrängung. Die Geschwindigkeit bei den Probefahrten betrug rd. 13 Knoten bei rd. 1200 PSi.

The twin-screw steam lifeboat »Molesey«. (Engng. 22. Sept. 05 S. 378/79*) Das von Forrestt & Co. in Wyvenhoe, Essex, gebaute Rettungsboot ist in der Wasserlinie 18,3 m lang, 3,8 m breit und hat 1,06 m Tiefgang. Es ist mit einem Yarrow-Kessel und zwei Verbundmaschinen von 178 und 380 mm Zyl.-Dmr. und 203 mm Kolbenhub ausgerüstet und fährt rd. 10 Knoten.

A comparison of the performances of propellers U. S. S. »Wyoming«. Von Morton. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 707/13*) Versuche mit zwei Schrauben von verschiedenem Durchmesser, verschiedener Flügelgröße und Steigung. Gegenüberstellung der Leistungen.

Tests of the Cavite steel floating dry dock. Von Cunningham. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 714/18*) Kurze Angaben über die zum Docken einiger großer Schiffe nötige Zeit.

Experiences with Niclausse boilers on the U. S. S. »Nevada«. Von Cook. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 739/53*) Der Verfasser berichtet über die während eines längeren Betriebes an Bord gesammelten Erfahrungen und spricht sich dabei im allgemeinen günstig über Niclausse-Kessel aus.

Test of the machinery of the »James C. Wallace« under superheated and saturated steam. Von White. (Journ. Am. Soc. Nav Eng. Aug. 05 S. 834/50*) Das Schiff dient zur Güterbeförderung auf den Großen Seen und ist mit zwei Babcock & Wilcox-Kesseln versehen. Zusammenstellung der sehr günstigen Ergebnisse bei der Verwendung von überhitztem Dampf.

Balance cylinders. Von Lovekin. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 05 S. 809/19*) Im Anschluß an frühere Veröffentlichungen berichtet der Verfasser über neuere praktische Erfahrungen mit Ausgleichzylindern.

Textilindustrie.

La ventilation des cardes dans les filatures de lin et d'étoupe. Von Razous. (Génie civ. 9. Sept. 05 S. 309/11*) Beschreibung der in den verschiedenen Ländern üblichen Verfahren zur Lüftung der Karden. Erörterung der Vorteile der einzelnen Anordnungen.

Les chargeuses automatiques pour matières textiles. Von Dantzer. Forts. (Ind. textile 15 Sept. 05 S. 333/36*) Selbsttätige Aufgebevorrichtungen für Wolle von Bois, Alexandre, Dick u. a.

Jacquard sans cartons. Von Riza. (Ind. textile 15. Sept. 05 S. 336/39*) An Stelle der Pappkarten treten besonders geformte Tafeln, die durch Gallsche Ketten oder dergl. unabhängig voneinander bewegt werden.

Drawing. (Text. World Rec. Sept. 05 S. 107/11*) Das Strecken der Bänder in der Baumwollspinnerei. Selbsttätige Abstellvorrichtungen an den Streckmaschinen.

Steaming woolen garn. Von Elms. (Text. World Rec. Sept. 05 S. 112/13*) Ein einfacher Dämpfapparat für Wollengarne.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Neuere Wasserwerke mit Gasbetrieb. Von Neumann. (Journ. Gasb.-Wasserv. 23. Sept. 05 S. 839/46*) Der Verfasser beschreibt kurz einige von der Gasmotorenfabrik Deutz eingerichtete Wasserwerke und vergleicht Gas- und Dampfbetrieb.

Werkstätten und Fabriken.

Nordamerikanische Eisenbahnwerkstätten. Von Reißner. (Dingler 23. Sept. 05 S. 593/98*) Uebersicht über die in den Werkstätten verwendeten Baustoffe. Forts. folgt.

Die neuen Werkstätten der S. B. B in Zürich. (Schweiz. Bauz. 23. Sept. 05 S. 163/65*) Lageplan der Eisenbahnwerkstätten, die ein Gebäude von 135×103,5 qm Grundfläche für die Lokomotivausbesserung, ein Gebäude für Räderdreherei und Schmiede, 115,5×84 qm großes Gebäude für Wagenausbesserung und eine 52×82 qm große Lackiererei nebst den zugehörigen kleineren Werkstätten und Schuppen umfassen. Anlagekosten.

New works of the Louisville and Nashville Railroad. (Engineer 22. Sept. 05 S. 285/86*) Die Anlagen sind zur Ausbesserung von ungefähr 450 Lokomotiven und 550 Wagen bestimmt. Lageplan und Einrichtung der Werkstätten.

The new works of the Ingersoll-Sergeant Drill Company at Phillipsburg, New Jersey. IV. (Am. Mach. 16. Sept. 05 S. 269/71*) Die Werkstätten für den Bau von Gesteinbohrern.

Charles A. Schlieren & Co.'s new belt factory. (Iron Age 7. Sept. 05 S. 601/04*) In der Fabrik können jährlich rd. 100000 schwere Riemenhäute verarbeitet werden. Anordnung der Räume und des Fabrikationsganges. Maschinen und Einrichtungen.

Der mathematische und naturwissenschaftliche Unterricht an unsern neunklassigen Schulen.

In unsern höheren Schulen, besonders im Gymnasium, beruht bisher das Schwergewicht des Lehrplanes auf den sprachlich-geschichtlichen Fächern als den eigentlichen Trägern der von der Schule zu lösenden allgemeinen Bildungsaufgabe. Der Mathematik und den Naturwissenschaften hat man bisher nur einen Nebenplatz als Vermittlerin von Kenntnissen gegönnt, die man zwar als nützlich, aber für die Allgemeinbildung als bedeutungslos und darum als allenfalls entbehrlich betrachtet. Ganz besonders deutlich offenbart sich die Herrschaft dieser Auffassung in dem Gange, den die Schulreformbewegung genommen hat. Bei der Gestaltung des Lehrplanes der Reformschulen ist die Rücksicht auf die sprachlichen Fächer von ausschlaggebender Bedeutung gewesen, während die mathematischen und naturwissenschaftlichen Fächer auf den Rest angewiesen wurden, der ihnen nach Befriedigung der Ansprüche des Sprachunterrichtes übrig blieb.

Hiergegen ist in neuerer Zeit eine immer stärkere Bewegung in Fluß gekommen, die zum Teil in den Kreisen der Fachlehrer, zum andern Teil in den Kreisen der an einer gründlichen naturwissenschaftlichen Bildung besonders interessierten Berufstände, namentlich der Ingenieure und Aerzte, ihren Ursprung hat. Diese auf Anerkennung des vollen Bildungswertes der genannten Fächer mit immer stärkerer Gewalt drängende Bewegung macht sich auch in dem Lehrfach geltend, das von alters her noch am günstigsten dastand, nämlich der Mathematik. Hier ist von den Fachlehrern selbst sowie namentlich auch von einzelnen Hochschuldozenten und von den Vertretern der angewandten Mathematik eine Aenderung des Lehrbetriebes in dem Sinne gefordert worden, daß — unter Preisgebung mancher vereinzelt dastehender Kapitel — die Fähigkeit zur Anwendung des mathematischen Wissens und namentlich der Sinn für den in der Mathematik seinen schärfsten Ausdruck findenden funktionalen Zusammenhang stärker als bisher gepflegt und entwickelt werde. Es wird verlangt, daß in der Physik und in der Chemie der Lehrbetrieb in der Weise geführt werde, in der es überhaupt möglich ist, zum vollen Verständnis der Vorgänge in der Natur zu gelangen, vor allem also vermittels der Anschauung.

Endlich macht sich immer lebhafter die Ueberzeugung geltend, daß der im Jahre 1879 erfolgte Ausschluß der biologischen Lehrfächer aus dem Unterrichtsplan der höheren Schulen ein verhängnisvoller Fehler war, indem er die Bildung der aus diesen Schulen abgehenden, zu leitenden Stellen im Leben berufenen jungen Männer eines der wichtigsten, in seiner Eigenart durch kein andres Fach zu ersetzenden Mittels beraubt hat.

In den Kreisen der deutschen Ingenieure haben diese Fragen bereits im vorigen Jahre eingehende Behandlung seitens einer Versammlung von Lehrern der Universitäten, der technischen Hochschulen und der neunklassigen Allgemeinschulen sowie von Vertretern der chemischen und der Maschinenindustrie am 12. und 13. September in München gefunden, zu der die Einladungen vom Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure ausgegangen waren[1]). In vollster Einmütigkeit der 30 Anwesenden wurde folgender Ausspruch beschlossen:

»Der Verein deutscher Ingenieure steht nach wie vor auf dem Standpunkt seines Ausspruches vom Jahre 1886, welcher lautet: ‚Wir erklären, daß die deutschen Ingenieure für ihre allgemeine Bildung dieselben Bedürfnisse haben und derselben Beurteilung unterliegen wollen, wie die Vertreter der übrigen Berufszweige mit höherer wissenschaftlicher Ausbildung.‘ In dieser Auffassung begrüßen wir es mit Freude, wenn sich mehr und mehr die Ueberzeugung Bahn bricht, daß den mathematischen und naturwissenschaftlichen Bildungsmitteln eine erheblich größere Bedeutung beizulegen ist als bisher; werden doch die Kenntnisse auf diesen Gebieten immer mehr zum unentbehrlichen Bestandteil allgemeiner Bildung. Die vorwiegend sprachliche Ausbildung, die jetzt der Mehrzahl unsrer Abiturienten zuteil wird, genügt nicht den Ansprüchen, welche an die leitenden Kreise unsres Volkes gestellt werden müssen, insbesondre im Hinblick auf die steigende Bedeutung der wirtschaftlichen Fragen.«

Dieselben Anschauungen sind auch auf den letzten Jahresversammlungen der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte in Hamburg 1901 (die Wünsche wurden in den »Hamburger Thesen« zum Ausdruck gebracht), in Kassel 1903, wo sich die mathematischen und biologischen Bestrebungen vereinigten, und besonders in Breslau 1904 zum Ausdruck gelangt, wo einhellig erklärt wurde:

»In voller Würdigung der großen Wichtigkeit der behandelten Fragen spricht die Versammlung dem Vorstande den Wunsch aus, in einer möglichst vielseitig zusammengesetzten Kommission diese Fragen weiter behandelt zu sehen, damit einer späteren Versammlung bestimmte, abgeglichene Vorschläge zu möglichst allseitiger Annahme vorgelegt werden können.«

In dankenswerter Weise hat der Vorstand der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte eine zwölfgliedrige Kommission eingesetzt, die ihre umfangreiche Aufgabe zunächst mit der Neugestaltung des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichtes an den drei in Preußen bestehenden neunklassigen Anstalten begonnen hat. Der dem diesjährigen Naturforschertag in Meran vorgelegte Bericht enthält einen allgemeinen Vorbericht und ferner Berichte über den mathematischen, den physikalischen und den biologisch-chemischen Unterricht.

Hierbei mag erwähnt werden, daß nach dem Vorschlage der Kommission an Realanstalten als Mindestmaß für Chemie nebst Mineralogie 2 Wochenstunden von der Untersekunda bis zur Oberprima, für die biologischen Fächer zusammen mit der auf der Oberstufe zu behandelnden Geologie 2 Stunden durch alle Klassen in Ansatz gebracht worden sind.

Wie die Kommission der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte, in der noch vor wenigen Jahren die gymnasiale Färbung stark vorherrschte, heute über den Wert der sprachlich-historischen und der mathematisch-naturwissenschaftlichen Bildungselemente denkt, hat sie in folgenden drei Leitsätzen zum Ausdruck gebracht:

1) Die Kommission wünscht, daß den Abiturienten weder eine einseitig sprachlich-historische noch eine einseitig naturwissenschaftliche Bildung gegeben werde.

2) Die Kommission erkennt die Mathematik und die Naturwissenschaften als den Sprachen durchaus gleichwertige Bildungsmittel an und hält fest an dem Prinzip der spezifischen Allgemeinbildung (das will sagen: einer Bildung, deren Ziel überall das gleiche ist: eine freie Bildung des Geistes und Charakters, jedoch gewonnen auf verschiedenen, den spezifischen Geistesanlagen der einzelnen Menschen entsprechend, durch die einzelnen Schularten verwirklichten Bildungswegen) der höheren Schulen.

3) Die Kommission erklärt die tatsächliche Gleichberechtigung der höheren Schulen (Gymnasien, Realgymnasien, Oberrealschulen) als durchaus notwendig und wünscht deren vollständige Anerkennung.

In dem mathematischen Lehrplan wird schon früh ein Betrieb empfohlen, der die Veränderungen der algebraischen Ausdrücke und der geometrischen Formen als Ausfluß gesetzmäßiger, funktionaler Zusammenhänge auffassen lehrt, wobei zwischen den Gymnasien und Realgymnasien kein Unterschied gemacht wird, während für die Oberrealschule eine mäßige Weiterführung des Planes durch Einbeziehung der Elemente der Infinitesimal-Analysis von einem Teil der Kommission gefordert wurde.

Im physikalischen Lehrplan soll die Einteilung in zwei Stufen beibehalten und durch schärfere Betonung des verschiedenen Charakters auf den beiden Stufen: Anschauung auf der unteren, Einführung in den gesetzmäßigen Zusammenhang der Dinge auf der oberen Stufe, verschärft und vertieft, ganz besonders aber die Selbständigkeit der Physik gegenüber der Mathematik gewahrt werden.

Im chemischen Unterricht, der ebenfalls die Einteilung in zwei Stufen beibehält, soll durch Zurückdrängen der Stöchiometrie und Weglassen weniger wichtiger Elemente eine stärkere Betonung des physikalischen und ganz besonders des organischen Teiles ermöglicht werden, und zwar soll der organischen Chemie nicht nur wegen ihrer wissenschaftlichen Bedeutung und ihrer nahen Beziehungen zur Biologie, sondern auch infolge ihrer Wichtigkeit für die allgemeinen theoretischen Anschauungen eine erweiterte Behandlung zuteil werden.

Der bisher an unsern Schulen meistens stark vernachlässigten Mineralogie wird eine selbständige Stellung eingeräumt, und der Geologie ein Platz in Oberprima angewiesen.

Der biologische Lehrplan verteilt den Lehrstoff nach den aus ihm selbst folgenden, zum Teil auf der Hand liegenden Gesichtspunkten auf die einzelnen Klassenstufen und schließt mit der Anatomie und Physiologie des menschlichen Körpers sowie einem Ausblick auf die Psychologie ab. Praktische Uebungen, die übrigens auch in der Mathematik nicht ganz

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1473.

fehlen (geometrisches Zeichnen, einfache Vermessungen) werden für alle Zweige des naturwissenschaftlichen Unterrichtes möglichst empfohlen, unter Forderung der Ansetzung besondrer Stunden. Auf der obersten Klassenstufe soll in allen Zweigen des mathematisch-naturwissenschaftlichen Unterrichtes eine vertiefende, die philosophischen Elemente herausholende und betonende Behandlung des Stoffes Platz greifen.

Zur Durchführung dieser Gesichtspunkte wird eine gewisse Erhöhung der Stundenzahl für diese Fächer ohne Vermehrung der Gesamtstundenzahl gefordert, die nach dem Urteil der Kommission auch für die Realanstalten im Bereich der Möglichkeit liegt. Für die Gymnasien bestehen besondre Schwierigkeiten, über deren Hebung die Kommission zu einem einheitlichen Beschluß noch nicht gelangt ist. Daß aber die Zurückdrängung naturwissenschaftlicher Ausbildung an diesen Schulen ein schwerer Mißstand sei, doppelt empfindlich, solange bei der so außerordentlich überwiegenden Zahl der humanistischen Gymnasien die große Mehrzahl der zu leitenden Stellen in unserm öffentlichen Leben berufenen Männer ihre Bildung eben den humanistischen Gymnasien verdankt, darüber bestand im Schoße der Kommission nur eine Meinung, die auch im Gesamtbericht zum Ausdruck gekommen ist.

Jedem der drei obengenannten Einzelberichte ist ein Lehrplan beigefügt, mit dem indessen die Kommission keineswegs einen Normalplan aufzustellen beabsichtigt; vielmehr sollen diese Pläne lediglich einerseits ein Bild von der Art geben, in der die Kommission sich die Verwirklichung ihrer Gedanken vorstellt, anderseits für die praktischen Versuche einen fruchtbaren Anhalt bieten.

Zur Anstellung solcher Versuche hat das preußische Unterrichtsministerium bereits in dankenswerter Weise seine Genehmigung gegeben; sie sind an einer Reihe von Anstalten schon im Gange, an andern sollen sie in nächster Zeit in Angriff genommen werden.

Rundschau.

Fig. 1.

Das in Fig. 1 bis 4 dargestellte **Schwimmdock Nr. IV in Rotterdam** ist 170 m lang, außen 36 m und zwischen den Seitenkasten unten 26,4 m, oben 29 m breit. Das Dock besteht aus 7 durch je 3 wasserdichte Schotten in 4 Abteilungen zerlegten Schwimmkasten von 4 m Höhe in der Mitte und 3,6 m Höhe an den Seiten. Die Seitenkasten sind 11 m hoch und 4,8 bezw. 3,5 m breit.

Die Maschinen des Docks werden ausschließlich elektrisch betrieben, und zwar befinden sich sämtliche Motoren in der sogenannten Maschinengalerie, die ununterbrochen durch die Seitenkasten läuft und 6 m über dem Boden des Docks liegt, während die Pumpen niedriger aufgestellt sind, s. Fig. 3 und 4. Außer 14 Kreiselpumpen mit stehender Achse, die mit Elektromotoren von 35 PS gekuppelt sind und je 20 cbm/min leisten, enthält das Dock noch 4 Kolbenpumpen von je 50 cbm/st bei 60 Uml./min

Fig. 2.

Fig. 3 und 4. Schnitte durch den Seitenkasten.

Motor von 35 PS

Verteilkasten

Motor für die Lenzpumpe

Motor für die Kreiselpumpe

Motoren f. die Bewegung der Abschlußvorrichtungen

und 10 at Höchstdruck, die als Lenzpumpen, zur Lieferung des Wassers, zum Reinigen des Dockbodens und der Außenhaut der eingedockten Schiffe und schließlich als Feuerspritzen benutzt werden. Diese Pumpen stehen ungefähr 6 m unterhalb der Maschinengalerie. Mit Rücksicht auf den elektrischen Betrieb sind einfachwirkende Drillings-Tauchkolbenpumpen mit Kurbeln unter 120° gewählt worden, Fig 5 und 6, die gegenüber Zwillingspumpen oder doppeltwirkenden Pumpen gleichmäßiger arbeiten.

Wegen des bedeutenden Abstandes zwischen Pumpe und Motor waren für die Uebertragung der Bewegung stehende Wellen angezeigt, weshalb Motoren mit senkrechter Achse von 900 Uml/min gewählt wurden, die unmittelbar mit den Uebertragungswellen gekuppelt werden konnten. Zur Uebertragung auf die Pumpenachse, die nur 60 Uml/min macht, dient eine Schnecke mit Schneckenrad. Die Wahl eines geeigneten Schneckengetriebes bereitete einige Schwierigkeiten, denn die Forderung, daß die Schnecke senkrecht stehen sollte, schreckte viele Fabrikanten von einem Angebot zurück. Schließlich wurden zweigängige Globoidschnecken von der Maschinenfabrik Lorenz in Ettlingen gewählt, die eine weit größere Berührungsfläche als gewöhnliche Schnecken

Fig. 5 und 6.

Einfachwirkende Drillings-Tauchkolbenpumpe.

240 110 1490 130 400 360 360 165 125

haben und infolgedessen der Abnutzung weniger unterworfen sind. Die Genauigkeit, mit der sie angefertigt sind, leistet für einen hohen Wirkungsgrad Gewähr. Die Schnecke ist so gestellt, daß der Axialdruck aufwärts gerichtet ist, so daß das Gewicht der Welle dem Druck entgegenwirkt. Als Spurlager dienen Kugellager. Schnecke und Schneckenachse bestehen aus einem Stück, und die Welle ist durch eine gewöhnliche Muffenkupplung damit verbunden. Oben dagegen befindet sich zwischen der Welle und der Motorachse eine elastische Bandkupplung. Das Schneckengetriebe ist in einem an den Maschinenrahmen angegossenen Gehäuse untergebracht.

Die Kurbelwelle der Pumpe besteht aus geschmiedetem Stahl und hat 125 mm Dmr. Die Kreuzkopfzapfen sind unmittelbar mit dem Tauchkolben verschraubt. Die Pumpenzylinder sind unabhängig voneinander auf dem Rahmen befestigt; die Saugrohre der drei Pumpen münden in einen gemeinsamen Saugkasten, durch den ein geräumiger Windkessel gebildet wird. Ueber den Druckklappen befindet sich ein Druckwindkessel, an den sich die gemeinschaftliche Druckleitung anschließt. Die drei Druckwindkessel einer Pumpe sind durch kupferne Rohre miteinander verbunden. Jede Pumpe hat 4 Saug- und 4 Druckventile mit Federbelastung, die so konstruiert sind, daß die

Geschwindigkeit des Wassers 48 m/min nicht überschreitet. Ein Deckel an der Hinterseite der Pumpen ermöglicht es, die Saugklappen zu reinigen. Mit Rücksicht auf die große Saughöhe und darauf, daß die Pumpen jederzeit ansaugen müssen, ist der schädliche Raum auf ein sehr geringes Maß dadurch gebracht, daß Saug- und Druckklappen möglichst dicht übereinander liegen, und daß Luftsäcke vermieden sind. Wegen des sandigen und schmutzigen Wassers hat der Tauchkolben keine Stopfbüchse, sondern ist mit Stulpen aus Hartgummi versehen, die derartig angebracht sind, daß nur eine Mutter losgenommen zu werden braucht, wenn man die Stulpe entfernen will. An der gemeinschaftlichen Druckleitung ist eine Entlastungsklappe angebracht, durch die das Wassers bei zu hohem Druck nach dem Saugrohr zurückgeführt wird.

Die Hauptabmessungen der Pumpen sind:

Tauchkolbendmr.	165 mm
Hublänge	250 »
Durchmesser der Ventile	65 »
Durchmesser der Saugleitung	150 »
Durchmesser der Druckleitung	100 »
Durchmesser der Kurbelwelle	80 »

Das Dock ist ferner mit elektrischen Schiffswinden ausgerüstet, von denen jede 6000 kg Zugkraft hat. Auch die Absperrschieber der Rohrleitungen, die beim Versenken und beim Leerpumpen des Docks in Tätigkeit treten, werden elektrisch bewegt. Alle Bewegungen werden von einem Steuerhäuschen eingeleitet, das sich auf dem einen Seitenkasten befindet. Dort sind auch die Druckluft-Wasserstandzeiger und die Neigungsmesser untergebracht.

Das Dock hat eine Tragkraft von 15000 t. Die Pumpen und elektrischen Winden sind von der Haarlemer Maschinenfabrik vorm. Gebr. Figée, die Kreiselpumpen von L. Smulders & Cie. in Utrecht, die Lenzpumpen von der Königlich Niederländischen Maschinenfabrik vorm. Begemann & Co. in Helmond, der elektrische Antrieb der Abschlußvorrichtungen und die kleinen Elektromotoren von der Elektrotechnischen Industrie vorm. Wm. Smit & Co. in Slikkerveer angefertigt, während die großen Elektromotoren von der Elektrizitäts-A.-G. vorm. Schuckert & Co. geliefert sind. Das Dock selbst ist von Aug. Klönne in Dortmund gebaut. Einschließlich des Dockbeckens, der Dalben und Aufbauten betragen die Gesamtkosten 2950000 *M*[1]).

Fig. 1. Wickelmaschine.

Fig. 2. Schere.

Bei der **Herstellung von Ketten** ist man seit längerem bemüht gewesen, die menschliche Arbeit, die in diesem Fall große Geschicklichkeit erfordert und daher ziemlich teuer ist, durch mechanische Hülfsmittel zu ersetzen; allerdings haben sich derartige Verfahren für Ketten von besondrer Güte noch nicht einbürgern können. In Amerika hat man neuerdings wiederum Versuche in dieser Richtung gemacht[2]) und dabei die Arbeit in drei Vorgänge zerlegt: im ersten wird das Stabeisen in Kettenform gebogen, indem der ganze Stab zu einer Spirale aufgewickelt wird; im zweiten wird die Spirale in einzelne Kettenglieder zerschnitten, und im dritten wird das Glied in die Kette geschweißt. Die hierfür benutzten Maschinen sind in Fig. 1 bis 3 dargestellt. In Fig. 1 wird der Stab *s*, dessen vorderes Ende *a* festgeklemmt wird, auf einen Dorn aufgewickelt, dessen Querschnitt den inneren Abmessungen des Kettengliedes entspricht; die federbelastete Rolle *r* drückt den Stab fest gegen den Dorn und bewirkt die genaue Formgebung. In Fig. 2 werden die Spiralen in Glieder zerschnitten; der Schnitt wird am Kopfe des Gliedes vorgenommen und unter 60° gegen die Achse des Stabes geführt, so daß die schrägen Flächen für die Schweißstelle gegeben sind; die Schere macht 60 Schnitte in der Minute. Fig. 3 zeigt das Schweißen unter einem Federhammer mit Riemenantrieb. Im Ruhezustande wird der Hammer in der dargestellten Stellung festgehalten; ein Tritt des Arbeiters auf den Hebel *h* setzt ihn in Tätigkeit, wobei er 120 Schläge in der Minute macht. In Hammerkopf und Amboß werden Formstücke aus Schmiedestahl eingesetzt, die der Form des Kettengliedes entsprechend ausgearbeitet sind. Für eine Schweißstelle genügen etwa 10 Schläge, zwischen denen das Glied mehrfach gewendet wird und der Arbeiter

[1]) »de Ingenieur« Nr. 28, 1905.
[2]) American Machinist 27. Mai 1905 S. 615.

auch gelegentlich mit seinem Handhammer nachhelfen kann, um eine gute Schweißnaht zu sichern.

Ueber die Leistungen der beschriebenen Maschinen werden unter der Voraussetzung einer Kettenstärke von 7/8" = 22 mm folgende Angaben gemacht: Die Biegemaschinen können 5000 Glieder in der zehnstündigen Schicht biegen, die Scheren schneiden in der gleichen Zeit 36000 Glieder, während ein Hammer 626 Glieder schweißen kann.

Fig. 3. Schweißmaschine.

»Adventure«, ein neuer Aufklärungskreuzer der englischen Marine, gebaut von Armstrong, Whitworth & Co. in Elswick, hat unlängst die offiziellen Probefahrten mit gutem Erfolg abgelegt [1]).

Ueber die Zweckmäßigkeit der Aufklärungskreuzer [2]) gehen die Meinungen in den verschiedenen Marinen noch sehr auseinander, und es ist fraglich, ob selbst die englische Marine unter Berücksichtigung der Erfahrungen in dem russisch-japanischen Kriege sich noch weiter auf den Bau dieser Schiffsklasse einlassen wird. Die Aufklärungskreuzer sind in bezug auf Konstruktion des Schiffskörpers und auf Armierung eigentlich als Zerstörer der Torpedobootszerstörer zu betrachten, sollen aber ungleich diesen gute Seeschiffe sein und genügend Kohlenvorrat für längere Reisen mitnehmen können. Sie sind mit drahtloser Telegraphie ausgerüstet, um jederzeit mit der Hauptflotte, der sie vorausgeschickt werden, in Verbindung zu bleiben.

Bei dem Entwurf galt es, ein möglichst kleines, jedoch sehr seetüchtiges Fahrzeug zu erhalten. Die Hauptbedingungen hierfür waren: große Geschwindigkeit, bedeutende Stärke des Schiffskörpers, wofür in Anbetracht der vielen Unfälle in der englischen Marine besonders schwere Bedingungen vorgeschrieben waren, und genügender Raum, um Kohlen für eine Fahrzeit von 3000 Seemeilen bei 10 Knoten Geschwindigkeit an Bord nehmen zu können. Die Erfüllbarkeit dieser Bedingung sollte durch einen viertägigen Versuch festgestellt werden. Für die Volldampffahrt war eine Geschwindigkeit von 25 Knoten vorgeschrieben. Für die Nichterfüllung der Lieferungsbedingungen wurden sehr hohe Strafen, dagegen keine Entschädigung für Mehrleistung festgesetzt.

Die Bewaffnung des in den Figuren 4 bis 6 dargestellten Schiffes besteht aus zehn 7,6 cm- und acht 4,7 cm-Schnellfeuerkanonen und 2 Whitehead-Breitseittorpedorohren an Deck. Das Panzerdeck und der Seitenpanzer sind 38 mm, die Panzerung des runden Kommandoturmes 75 mm stark. Die Länge des Schiffes beträgt 114 m, die Breite 11,6 m, der Tiefgang 3,75 m bei 2620 t Wasserverdrängung. Die beiden sechszylindrigen Maschinen sind von Hawthorn, Leslie & Co. für 250 Uml./min und zusammen 16000 PS_i gebaut. Der Dampf wird in 12 Yarrow-Wasserrohrkesseln von zusammen 4400 qm Heizfläche und 72 qm Rostfläche erzeugt.

Die Feuerungen werden von drei Heizräumen aus bedient, in denen je zwei durch Dampfmaschinen angetriebene Gebläse zur Erzeugung des künstlichen Zuges stehen. Der Bunker-

[1]) The Engineer 4. August 1905 S. 107.
[2]) Vergl. Z. 1905 S. 377.

Fig. 6.

Fig. 4 und 5.

inhalt beträgt 450 t, und zwar sind die Bunker so verteilt, daß sowohl Kessel als Maschinen dadurch gut gegen feindliche Geschosse geschützt sind. Am vorderen Maschinenraumschott sind an den Hauptdampfrohren selbsttätige Abschlußventile angebracht, um im Fall eines Bruches an der Dampfleitung Unfällen vorzubeugen.

Aus der Zahlentafel gehen die Ergebnisse der achtstündigen Probefahrt mit Volldampf hervor.

		1. Stunde	2. Stunde	3. Stunde	4. Stunde	5. Stunde	6. Stunde	7. Stunde	8. Stunde
Dampfdruck in den Kesseln . . . at		16,87	17,22	17,22	16,51	16,16	15,11	15,81	16,51
durchschnittl. Geschwindigkeit Knoten		24,75	24,75	25,95	25,62	25,05	25,11	25,45	25,45
Uml./min	St.-B.-Masch.	249	251	253	253	247	248	250	251
	B.-B.-Masch.	252	254	260	255	249	249	253	253
Leistung	St.-B.-M. PSi	8031	8092	8182	8205	7299	7724	8099	7943
	B.-B.-M. »	8057	8022	8263	8160	7469	7475	7825	7819

Im »American Machinist«) berichtet **Luther D. Lovekin**, Chefingenieur der New York Shipbuilding Co., über Erfahrungen, die er mit **Flanschverbindungen für hohen Druck** (Wasser- und Dampfdruck) gemacht hat. Leider beschränkt er sich dabei auf die Wiedergabe von Prinzipskizzen ohne Maßangaben, so daß ein eingehender Vergleich mit den bei uns üblichen Bauarten[2]) nicht möglich ist. Die Formen zeigen jedoch verschiedene bemerkenswerte Einzelheiten; daher sind hier einige davon wiedergegeben. Sie werden mit Nut und Feder, Fig. 1, oder auch ohne diese, Fig. 2, ausgeführt. Als Dichtungen dienen Kupferscheiben, die mitunter noch in die gezahnten Dichtungsflächen eingepreßt werden. Es wird aber auch Metall auf Metall gelegt; dabei wirkt dann entweder nach Fig. 3 lediglich die abgedrebte Rohrfläche dichtend, oder es werden nach Fig. 4 die Rohrenden mit einer trapezförmigen Nut und Feder ausgerüstet. Letztere Ausführung soll sich besonders für hochüberhitzten Dampf bewährt haben. Die Flansche sind durchweg nach außen kegelig verjüngt; das Rohrende wird in den mit Eindrehungen versehenen Flansch eingedrückt und am Ende unter einem Winkel von 20° trichterförmig erweitert. Diese Arbeiten werden auf einer von Lovekin konstruierten, einer Drehbank ähnlichen Arbeitsmaschine vorgenommen; auf dieser wird das Rohrende in den Flansch eingelegt, letzterer durch eine übergesetzte Kappe gehalten und das Rohr durch einen Satz Walzen von innen in den Flansch eingepreßt, während es durch einen zweiten Satz Walzen am Ende erweitert wird. Außerdem werden auf derselben Bank die Dichtungsflächen abgestochen. Die so befestigten Flanschen sind nach Versuchen, die **T. F. Burgdorff**, Commander in der amerikanischen Marine, in den Werken von Dienelt & Eisenhardt in Philadelphia angestellt hat, außerordentlich widerstandsfähig[3]).

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

[1]) American Machinist 24. Juni 1905 S. 764.

[2]) s. Z. 1900 S. 1481.

[3]) Vergl. Journal of the American Society of Naval Engineers Mai 1905 S. 290.

Ein Zeichen der wachsenden Beziehungen zwischen **Deutschland und Japan auf dem Gebiete des Eisenbahnwesens**[1]) ist die Tatsache, daß die japanische Regierung einen eigenen Sachverständigen in Deutschland für die japanischen Staatseisenbahnen bestellt hat. Es ist dies der Geheime Baurat **Rumschöttel**, bis vor kurzem Direktor der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff, der nunmehr bei der Abnahme von deutschem Eisenbahnmaterial für Japan mitwirken und auch sonst Auskunft und Rat erteilen wird, während dies bisher dem technischen Sachverständigen der japanischen Regierung in London oblag.

Die **elektrischen Triebwagen für die Hamburg-Altonaer Stadtbahn**[2]) werden, wie der Berliner Lokalanzeiger mitteilt, gegenwärtig in der Eisenbahnwerkstatt bei Tempelhof mit der elektrischen Ausrüstung versehen. Man hofft, sie bereits in nächster Zeit vollständig fertigzustellen, um dann mit den auf der Spindlersfelder Strecke in Aussicht genommenen Probefahrten beginnen zu können. Die Wagen sind für einphasigen Wechselstrom von 6000 V Fahrdrahtspannung eingerichtet. Diese Spannung wird durch Transformatoren auf den Triebwagen auf 750 V erniedrigt. Innerhalb der Betriebsbahnhöfe beträgt die Fahrdrahtspannung nur 300 V. Die Motoren sind für 115 PS Leistung und eine ständige Fahrgeschwindigkeit von 50 km/st gebaut. Für die Hochspannungsleitung sind die Triebwagen mit je 2 Bügelstromabnehmern ausgerüstet. Für die Strecken innerhalb der Betriebsbahnhöfe mit niedriger Spannung sind die Wagen mit je 2 Rollenstromabnehmern versehen. Zur Rückleitung des Stromes werden die Fahrschienen verwendet. Beleuchtung und Heizung sind elektrisch. Jeder der 16 Abteile eines Wagens erhält zwei Glühlampen, die in verschiedenen Stromkreisen eingeschaltet sind, damit beim Versagen der einen Lampe die zweite noch leuchtet. Die Heizkörper sind unter den Sitzplätzen angeordnet. Die kleinste Zugeinheit soll aus zwei Triebwagen bestehen, die an den Enden die Motoren führen. Wenn sich die Probewagen im Betriebe bewähren, sollen nach ihrem Muster 50 sechsachsige Triebwagen für die Hamburg-Altonaer Bahn gebaut werden. Dieselben Wagen werden vielleicht auch auf den Berliner Stadt- und Vorortbahnen verwendet werden.

Die Verwaltung der belgischen Staatseisenbahnen hat einen fahrbaren **70 t-Kran** angeschafft, um bei **Eisenbahnzusammenstößen** das Gleis schnell von den Trümmern befreien zu können. Der Kran ruht auf einem Plattformwagen mit zwei Drehgestellen und hat 5 m Ausladung. Es wird beabsichtigt, falls sich die Einrichtung bewähren sollte, noch eine Anzahl ähnlicher Krane in Betrieb zu nehmen.

Wie die Vossische Zeitung berichtet, hat die **Berliner Stadtbahn** einen Zug probeweise mit **Gasglühlicht** ausgerüstet. Die zur Erhöhung der Festigkeit halbkugelförmigen Glühstrümpfe sind hängend befestigt und in kurzem Abstand von einem feuerfesten korbförmigen Gitter umgeben. Bei der Einrichtung hat man Erfahrungen benutzen können, die auf der französischen Ostbahn und der französischen Westbahn gemacht worden sind. Dort hatte man zuerst federnde Aufhängung von Brenner und Strumpf gewählt, wobei aber die Strümpfe schneller als bei der gewöhnlichen festen Aufhängung zerbrachen. Die wirtschaftlichen Ergebnisse bei der französischen Westbahn sind günstig gewesen. Sollte sich die Beleuchtung bewähren, so bietet sie den weiteren Vorteil, daß man statt des bisher verwandten Mischgases gewöhnliches Leuchtgas zur Speisung benutzen kann. Das kann bei der heutigen Beleuchtung nicht geschehen, da sich aus Steinkohlengas bei der erforderlichen Kompression die leuchtenden Bestandteile niederschlagen. Bei Gasglühlicht ist das aber gleichgültig, weil dabei eine nichtleuchtende Bunsen-Flamme verwandt wird.

In der englischen Stadt Maidstone stehen seit drei Jahren über 350 **Nernst-Lampen für Straßenbeleuchtung** im Betrieb. Wie der städtische Ingenieur Hoadley berichtet, sind die Betriebsergebnisse recht günstig, insbesondre bei einer Lampenform mit senkrechtem Glühkörper, die 1/2 Amp bei 230 V verbraucht und eine Leuchtkraft von rd. 75 NK hat. Die Lebensdauer dieser Lampen, die durch mechanische Erschütterungen nicht beeinflußt wurde, betrug im Mittel 676 Stunden. Die Lampenmaste können für den gleichen Beleuchtungseffekt ein wenig weiter auseinandergerückt werden als Gaslaternen, und da die jährlichen Kosten für Glühstrümpfe und Nernst-Lampen

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1218.

[2]) s. Z. 1905 S. 594.

ziemlich gleich sind, so kommen die letzteren unter Berücksichtigung dieses Umstandes noch ein wenig billiger zu stehen. (Zeitschrift für Elektrotechnik, Wien, 17. September 1905)

Die Zahl der Docks im fernen Osten wird binnen kurzem durch ein weiteres vermehrt werden[1]), und zwar handelt es sich um ein **Schwimmdock**, das die Gesellschaft Mitsu Bishi, die Eigentümerin der in Nagasaki gelegenen größten Privatwerft Japans, **in Hiogo** errichtet. Hier hat diese Gesellschaft bereits vor mehreren Jahren ein großes Gelände zur Schaffung umfangreicher Werftanlagen erworben. Das von englischen Ingenieuren entworfene und erbaute Schwimmdock ist 126 m lang und innen 26 m breit und wird Schiffe bis zu 7000 t Wasserverdrängung aufnehmen können.

In **China** ist vor einigen Monaten ein **Zentralbergamt** mit dem Sitz in Nanking eingerichtet worden, das sich mit der Ausbeutung von Bergwerken im Gouvernement Nanking befassen soll. Als Sachverständige hat man zwei Japaner herangezogen, die das Land bereist haben und mit dem Ergebnis ihrer Reisen zufrieden sein sollen. Weiter hat sich dort auch eine Eisenbahngesellschaft gebildet, deren Oberleitung ebenfalls in der Hand des Generalgouverneurs von Nanking liegt, und die den Bau einer Bahn von Kinkiang nach Nanchang, der Hauptstadt der Provinz Kiangsi, und von dort weiter nach Kuangtung plant. Aus alledem scheint hervorzugehen, daß die Zeit, in welcher sich China gegen alle von außen her eindringenden Fortschritte, insbesondre auch auf dem Gebiete der Technik, abschloß, nunmehr vorüber ist. (Nach einem Bericht des Kaiserlichen Konsulats in Nanking)

Vom Reichskommissar für die Weltausstellung in St. Louis 1904 ist soeben ein **Verzeichnis der an die deutschen Aussteller und deren Mitarbeiter verliehenen Auszeichnungen**[2]) herausgegeben worden, das auf Grund der amtlichen, von der amerikanischen Ausstellungsleitung angefertigten und von einem internationalen Ausschuß nachgeprüften Listen hergestellt worden ist. Das amtliche Verzeichnis der amerikanischen Ausstellungsleitung, das alle erteilten Auszeichnungen enthalten wird, wird nach den bei internationalen Ausstellungen gemachten Erfahrungen wohl erst nach geraumer Zeit erscheinen. Die Diplome und Denkmünzen werden durch den Reichskommissar ausgehändigt werden, aber auch hierauf ist vorläufig nicht zu rechnen. Dem Verzeichnis sind Abbildungen der Denkmünzen beigegeben, die deren äußerst geschmackvolle Ausstattung zeigen und außerdem den bei der Weltausstellung in St. Louis zum erstenmal gemachten Unterschied in der Form der Denkmünzen erkennen lassen. Der Große Preis hat die Form eines Wappenschildes, die Goldene Medaille hat dreieckige, die Silberne Medaille viereckige und die Bronzene Medaille runde Form erhalten; die allegorische Prägung ist jedoch bei allen gleich. Dem Verzeichnis sind weiter ein Auszug aus den Bestimmungen für das Preisgericht und eine Liste der deutschen Mitglieder des Preisgerichtes beigefügt.

[1]) Vergl. a. Z. 1905 S. 832.

[2]) Verlag von J. J. Weber, Leipzig; Preis 2 ℳ.

Der Termin für Einlieferung der Prüfungsgegenstände zu dem unter Mitwirkung der kgl. preußischen Ministerien und des Deutschen Automobil-Klubs vom **Mitteleuropäischen Motorwagen-Vereine** veranstalteten **Wettbewerb** um einen Geschwindigkeitsmesser[1]) ist auf den 31. März 1906 verlegt worden. Die Verlegung ist in Rücksicht auf zahlreiche Ansuchen von Bewerbern erfolgt, die erklärt haben, ihre Apparate in der gegebenen Zeit nicht genügend ausprobieren zu können. Die im Januar 1905 verausgabten Bestimmungen bleiben im übrigen unverändert. Sie werden von der Geschäftsstelle des genannten Vereines, Berlin W., Linkstr. 24, unentgeltlich abgegeben.

Berichtigungen.

Z. 1905 S. 1605 l. Sp. Z. 8 v. o. lies: IX statt VIII; ebenda r. Sp. Fußnote lies: VIII statt VII.

Z. 1905 S. 1574 r. Sp. Z. 14 v. u. lies: 0,15 kg/PS_i-st statt 0,015 kg/PS_i-st.

[1]) s. Z. 1905 S. 269.

Der Turbinen-Schnelldampfer »Kaiser«.

Die Hamburg-Amerika-Linie hat nunmehr als erste deutsche Reederei einen Schnelldampfer mit Turbinenantrieb in Dienst gestellt, und zwar mit Dampfturbinen deutscher Konstruktion. Es ist dies der auf der Werft des Vulcan in Stettin erbaute Schnelldampfer »Kaiser«, welcher den Verkehr zwischen Hamburg und den deutschen Nordseebädern vermitteln soll[1]).

Der Stettiner Vulcan und die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin, welch letztere die Turbinenanlage geliefert hat, haben damit in dem kurzen Zeitraum von 14 Monaten ein Werk vollendet, das ein glänzendes Zeugnis für deutsche Ingenieurkunst und deutschen Unternehmungsgeist ablegt.

Das neue Turbinenschiff hat eine Gesamtlänge von 96 m, eine Breite von 11,65 m, 3,03 m Tiefgang, 1923 cbm Wasserverdrängung und kann 2000 Fahrgäste aufnehmen.

Der Dampf wird durch 4 vom Vulcan erbaute Wasserrohrkessel geliefert, welche Dampf von 14 at Ueberdruck erzeugen. Die Feuerung arbeitet mit künstlichem Zug, System Howden, wobei die Verbrennungsluft mittels Regenerators durch die abziehenden Heizgase vorgewärmt wird. Ebenso wird das Speisewasser durch den Abdampf der Hülfsmaschinen erwärmt.

Die von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft ausgeführte Turbinenanlage besteht aus 2 Maschineneinheiten, die je eine Welle mit einem Propeller antreiben. Die Rückwärtsturbinen sind in die Niederdruckgehäuse der Vorwärtsturbinen eingebaut.

Die Vorwärtsturbine ist eine Druckturbine nach dem System A. E. G.-Curtis, bestehend aus fünf mehrkränzigen Druckstufen mit Teil-Beaufschlagung, an welche sich eine vielkränzige, voll beaufschlagte Trommel anschließt. Die Druckeinteilung ist dabei so getroffen, daß der auf der Trommel lastende Dampfüberdruck den Propellerschub etwas überwiegt; infolgedessen hat das am vorderen Turbinenende befindliche Drucklager stets nur eine geringe Belastung aufzunehmen.

Das Gewicht der Turbinen war mit 70 t pro Turbine zugelassen. Die fertige Turbine einschließlich aller Lager, Drucklager, Oelpumpen und sämtlicher für Oel und Entwässerung erforderlichen Rohrleitungen wiegt jedoch nur 57 t.

Beide Turbinen mit Kondensation und Hülfsmaschinen wurden in den Werkstätten der A. E. G. vor ihrer Ablieferung äußerst eingehenden Prüfungen und starken Ueberlastungen unterzogen. An Stelle der Propeller war hierbei eine besonders für diesen Zweck gebaute hydraulische Bremse vorgesehen. Es wurden auch Versuche mit überhitztem Dampf und bei verschiedenem Vakuum vorgenommen. Zum Schluß fand mit jeder Turbine eine sechsstündige Abnahmeprüfung mittels der erwähnten Wasserbremse bei voller Belastung und 600 Uml./min statt.

In der Zeit vom 16. August bis 10. September d. Js. wurden mit dem Dampfer eine Reihe Studienfahrten auf der Ostsee unternommen, welche den Zweck hatten, die günstigste Propellerkonstruktion für die gegebene Leistung von 3000 PS_e und 600 Uml./min zu ermitteln. In dem außerordentlich kurzen Zeitraum von noch nicht ganz 4 Wochen wurden Probefahrten mit vier verschiedenen Propellern erledigt, was nur dadurch möglich war, daß an der Turbinenanlage während der ganzen Fahrten nicht die geringste Störung eintrat.

Mit den endgültig gewählten Propellern lief das Schiff bei der bei recht günstigem Wetter stattfindenden Abnahme-Probefahrt als Mittel von 2 Stunden 20,46 Seemeilen gegenüber einer Garantie von 19,5 Seemeilen. Während der sechsstündigen Kohlenmeßfahrt wurde der Gesamt-Kohlenverbrauch einschließlich Hülfsmaschinen bei 20,05 Knoten zu 4,06 t/st ermittelt, d. s. 0,66 kg/PS_e-st. Die Garantie lautete auf 4,7 t/st Kohlen einschließlich aller Hülfsmaschinen bei 19,5 Knoten Geschwindigkeit; es sind dies die gleichen Zahlen, die für das Schiff bei Antrieb mit Dreifach-Expansionsmaschinen hätten geleistet werden müssen. Somit hat sich bei dieser Erstausführung eine um 20 vH bessere Oekonomie ergeben. Dazu kommt der bedeutend vereinfachte Maschinenbetrieb, da nur noch die Hülfsmaschinen einer Wartung bedürfen.

Besonders bemerkenswert ist die von allen Sachverständigen anerkannte Einfachheit und Manövrierfähigkeit der Turbinen, bei denen für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten jede Umschaltung von Dampfwegen vermieden und ein einziges Manövrierventil für die Regulierung von Null bis zur vollen Umlaufzahl vorhanden ist. Durch das gleiche Ventil wird nach Umlegen eines Umsteuerschiebers die Rückwärtsturbine bedient.

Die Rückwärtsturbinen sind für einen so hohen Wirkungsgrad konstruiert, daß sie bei guter Manövrierfähigkeit kaum mehr Dampf verbrauchen als die Vorwärtsturbinen, und es hat sich gezeigt, daß auch bei dauernder Rückwärtsfahrt die volle Kesselspannung gehalten wird. Die Zeiträume von »volle Fahrt voraus« bis zum Erzielen der Rückwärtsfahrt sind dieselben wie bei gleichwertigen Schiffen mit Kolbenmaschinen.

[1]) s. Z. 1904 S. 1238.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 162060. Heizmantel. Ch. Leffler, Braunschweig. Zwei schmiedeiserne Platten a, b, deren Oeffnungen für die (Verbundmaschinen-) Zylinder f, f_1 bei $a_1 a_2, b_1 b_2$ flach kegelstumpfförmig eingebogen sind, werden außen mit dem geschweißten oder genieteten schmiedeisernen Mantel e, innen unter Zwischenlegung zäher (kupferner) Stemmbleche c mit gußeisernen Ringen d_1, d_2, d_3, d_4 vernietet und verstemmt. Nach dem Ausbohren der Gußeisenringe werden die Zylinderseelen f, f_1 eingezogen und mittels kupferner Ringe g_1, g_2, g_3, g_4 so gedichtet, daß die stärkere Ausdehnung des schmiedeisernen Mantels e gegenüber den gußeisernen Seelen f, f_1 auf diese Dichtung fördernd wirkt.

Kl. 14. Nr. 162491. Turbinenschaufel-Befestigung. Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a/M. Die fertigen Schaufeln s werden durch Schlitze l des Radkranzes r gesteckt und mit ihren Ansätzen a in der Ringnut n auf bekannte Weise befestigt. Rechteckige Ansätze t ermöglichen die Anwendung rechteckiger Schlitze. Bei Axialturbinen geschieht das Einstecken von außen nach innen.

Kl. 14. Nr. 162365. Entlastung für Flachschieber. G. Luttermöller, Nikolassee (Wannseebahn). Der Druck des bei f einströmenden Frischdampfes auf den mit Druckfeder e und Dichtungsring b versehenen Entlastungskolben c wird durch eine Pendelstütze d aufgefangen, deren obere Wälzfläche mit der unteren Abrundung gleichachsig ist, so daß der Stützdruck stets rechtwinklig auf der Mitte von c steht und der Schieber a bei zu starker Dampfverdichtung vom Spiegel abgehoben wird, ohne sich auf c zu ecken.

Kl. 14. Nr. 162457. Leit- und Laufrad-Schaufelung. W. Fritsche, Berlin. Auf den Radkränzen werden Formstücke b befestigt, die aus einem Stege c und Flanschen a a_1 mit Befestigungslappen a_2 bestehen, und die auf der Rückseite von b liegenden Zwischenräume der Flansche a, a_1 werden durch Bleche s, s_1 zu Kanälen so abgeschlossen, daß die hohlen Flächen von s, s_1 die Arbeitsflächen für das Treibmittel bilden.

Kl. 21. Nr. 162466. Wicklung für Polkerne. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin. Um Flachkupferwicklungen auch auf Feldmagnete, die nicht aus mehreren Stücken zusammengesetzt sind, aufbringen zu können, werden die Windungen aus einzelnen Teilen a, b zusammengesetzt, die einzeln über die Feldmagnete gebracht und dann verlötet werden, während die einzelnen Windungen voneinander isoliert werden.

Kl. 35. Nr. 161592. Zahnstangenwinde. H. Hedtfeldt, Haspe i/W. Im Gehäuse a sind zwei mit Klauen f, e versehene Zahnstangen c, d verschiebbar angeordnet, die mit Hülfe des doppeltwirkenden Schaltwerkes ws, xt, der Zahnräder q, r, p und der Schneckengetriebe om, gc, hd gleichzeitig nach außen bewegt werden, so daß beim Auseinandertreiben zweier Gegenstände das Gehäuse a in der Mitte bleibt.

Kl. 38. Nr. 162343. Fräsvorrichtung. E. Willmann, Müllheim (Baden). Um die Fräserspindel l in völlig scharfem Winkel (ohne Bogenübergang) zu führen, ist das mittels Hebels gfe bewegte, in der Winkelführung m gleitende Führungsstück b mit Nasen d, h ausgestattet, die an den Führungsbahnflächen gleiten, beim Richtungswechsel durch Aussparungen i, k hindurchtreten und das genaue Einhalten des Winkels erzwingen.

Kl. 47. Nr. 161908. Reibkupplung. E. Oudenne, Brüssel. Um stoßfrei ein- und ausrücken zu können, ist die Reibfläche geteilt, und die Teile kommen stufenweise in und außer Wirkung. Im treibenden Kupplungsteile ack sind gleichachsige Ringe h, i, j unabhängig voneinander verschiebbar, aber undrehbar, und entsprechende verschiebliche, aber durch Mitnehmer t (Nebenfigur) undrehbar gemachte Ringe e, f, g sind am getriebenen Teile bd angeordnet. Gibt man die Hülse n allmählich frei, so wird durch die Feder m und den Winkelhebel p zuerst das Ringpaar he mittels Feder x, dann if mittels y, endlich jg mittels z an c gedrückt; in umgekehrter Reihenfolge werden die Ringe ausgerückt.

Kl. 46. Nr. 161599. Auspuffventilsteuerung. F. A. Gardner, Catskill (V. S. A.). Bei der zweizylindrigen Maschine b, b, deren Kolben e im Viertakt mit abwechselnder Verpuffung arbeiten, und deren Wellen d durch Zahnräder e_2 verbunden sind, ruhen die Auspuffventile h mit ihren Spindeln h_2 auf Winkelhebeln k, m und werden durch einen Daumen f_2 der durch Zahnräder e_3, c getriebenen Steuerwelle f abwechselnd gehoben.

Kl. 46. Nr. 162377. Zweitaktmaschine. H. Söhnlein, Wiesbaden. Bevor der Arbeitskolben k die Auspufföffnung a freilegt, wird das gesteuerte Ventil v geöffnet, und bevor k die Einlaßöffnung e freilegt, wird v wieder geschlossen, um Ladungsverluste zu vermeiden. Beim Oeffnen tritt der Ventilteller v in eine Vertiefung t des gekühlten Ventilgehäuses g, um die Rückseite von v vor der Berührung mit den heißen Abgasen zu schützen.

Kl. 87. Nr. 162320. Steuerung für Drucklufthämmer. The Haeseler-Ingersoll Pneumatic Tool Company, New York. Der mit Kammern k, Durchlässen l und Mulden m versehene, im Gehäuse g auf dem Zapfen z gelagerte Drehschieber d hat einen kleineren Ansatz a, der von o, o_1 her stets unter Druck steht, und einen größeren Ansatz a_1, der vom Schlagbolzen b zur Umstellung folgendermaßen gesteuert wird. Sobald b von der durch c, c_1, l, k einströmenden Druckluft soweit vorgetrieben ist, daß die Ringnut b_1 auf c_3 trifft, tritt Druckluft durch $c, c_1, c_2, c_3, b_1, e_3, e_2, e_1, e$ hinter a_1 und stellt b um, nachdem die Luft vor b durch h, h_1 und i, i_1, i_2, m, i_3 entwichen ist. Jetzt strömt Druckluft durch c, c_1, m, i_3, i_1, i und treibt b zurück, wobei die Abluft durch k, l, n entweicht, bis bei Freilegung von h die Druckluft aus e durch e_1, e_2, h, h_1 entweicht und der ständige Druck auf a den Drehschieber d wieder in die dargestellte Lage zurückdreht.

Kl. 87. Nr. 162391. Drucklufthammer. Pneumatic Tool Company, St. Petersburg. Die durch a, b einströmende Druckluft treibt den Kolben c vor und lastet dabei auf der kleineren Fläche des Steuerschiebers d, während der Druck von der größeren Fläche e schon vorher durch f, g (Ringnut) h, i, k, l, m, n entwichen ist und die Luft vor c jetzt durch o, l, m, n entweicht. Kurz vor dem Schlage legt die Hinterkante von c die Kanäle f, h frei, Druckluft strömt durch h hinter die größere Fläche e und steuert d um, tritt dann durch b, p, q, o vor den Kolben und treibt ihn zurück, während die Abluft durch h, h_1, i, k, l, m, n entweicht. Sobald h_1 von c bedeckt wird, verbindet g gleichzeitig die Kanäle f und h, die Druckluft von e entweicht durch f, g, h, i, k, l, m, n, und die durch die lebendige Kraft des zurückkehrenden Kolbens c verdichtete Luft bringt den Schieber d wieder in die dargestellte Lage. Die Bohrung q ist zur Ersparung von Druckluft und Verlangsamung des Kolbenrückganges eng gehalten.

Kl. 47. Nr. 161909. Riemenverbinder. H. Schiller, Nürnberg. Aus beiden Lagen einer festen oder mit einem Gelenk versehenen doppelten Blechplatte *ab* werden Zähne c herausgestanzt, deren Enden *gh* nach dem Durchstecken durch die Riemenenden *ef* nach Art der bekannten Doppelstifte auseinander gebogen werden.

Kl. 87. Nr. 162569. Werkzeug. Siemens & Halske A.-G., Berlin. Bei Werkzeugen zur Bearbeitung von Holz, Metall, Stein usw. werden die arbeitenden Teile (Schneiden, Ziehkaliber usw.) statt aus Stahl oder Diamant aus gehärtetem Tantalmetall hergestellt.

Kl. 88. Nr. 161894. Windrad. P. Zoll, Berlin. Auf dem Kugellager *l* der Hohlsäule *a* dreht sich die Hohlwelle *b* mit den Gitterflügeln *de*, in deren U-Eisen *e* die Flügelrahmen *f* mit den vom Winde geöffneten Klappen *g* durch Drahtseilzüge *i* verschoben werden können, um durch Verkleinern oder Vergrößern des Hebelarmes das Windrad der jeweiligen Windstärke anzupassen.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Der Begriff des statischen Momentes.

Geehrte Redaktion!

Meine Erfahrungen als Lehrer für Mechanik und Maschinenbau haben mich dazu geführt, zu überlegen, ob nicht der Begriff des »statischen Momentes«, welcher eine so außerordentliche Rolle spielt, einer Umwandlung bedarf, weil dadurch eine ganze Anzahl von Fehlern vermieden werden könnte. Das, was man heute darunter versteht und der Jugend beibringt, das Produkt aus einer Kraft und einem Hebelarm, das gibt es in Wirklichkeit überhaupt nicht, sondern das, was man heute allgemein »statisches Moment« nennt, ist weiter nichts als das Moment des bekannten sogenannten Kräftepaares. Das Biegungsmoment eines Balkens ist das eines Kräftepaares aus der angreifenden Kraft und der im Querschnitt des Balkens auftretenden Querkraft; das einen Hebel drehende Moment ist ein Kräftepaarmoment aus der angreifenden Kraft und der Reaktion auf die Achse. Bei der Rolle erhält man natürlich 2 Kräftepaare, und je eine Kraft von beiden Paaren, zu einer Resultierenden vereinigt, ergeben den Zapfendruck. Der heute übliche Begriff des statischen Momentes bringt es mit sich, daß in einer ganzen Reihe von Fällen die zweite Paarkraft außer acht gelassen und daher vergessen wird. Der ganze Unterschied bezw. die Aenderung, die ich zur allgemeinen Einführung vorschlagen möchte, ist, daß man grundsätzlich nicht mehr vom statischen Moment einer Kraft reden soll, sondern stets nur vom statischen Moment eines Kräftepaares. Die zweite Kraft ist in der Tat stets vorhanden, wo die fortschreitende Bewegung fehlt, und kann selbst bei Schwerpunktsbestimmungen von Flächen durch das Fehlen dieser Bewegung klar gemacht werden; die Drehachse hat in allen Fällen die Aufgabe, diese Kraft zu liefern. Wo die Drehachse fehlt, und damit natürlich auch die zweite Paarkraft, findet auch stets eine doppelte Bewegung statt, die man mit Hülfe der bekannten 2 gleichen, entgegengesetzt gerichteten Kräfte, im Schwerpunkt angreifend, ganz vorzüglich motivieren kann.

Man darf nur künftig nicht mehr, wie es heute noch geschieht, bloß von einer Kraft und einer ganz beliebigen Achse reden, sondern man hat mit einem Körper zu beginnen, der durch eine Achse am Fortschreiten verhindert und von einer Kraft in Drehung versetzt werden soll, und dabei zuerst die Beanspruchung der Achse bezw. ihre Wirkung auf den Körper zu untersuchen. Der beliebig angenommene, mit dem von Kräften ergriffenen Körper nicht verbundene Drehpunkt ist sowieso für das Verständnis von Anfängern ein wunder Punkt, der sich auch sehr gut vermeiden läßt.

Der Beweis des Satzes von den statischen Momenten wird allerdings ein wenig komplizierter, indem die jeweiligen zweiten Paarkräfte an der Drehachse auch noch zu einer Resultierenden zusammenzusetzen sein werden.

Ich bin der Meinung, daß diese kleine Erweiterung durch den erreichten Gewinn des besseren Verständnisses der wirklichen Vorgänge reichlich aufgewogen wird.

Hochachtungsvoll

Gleiwitz, den 14. September 1905. Georg Perl.

Eine praktische Winkelbestimmung.

Es handelt sich hier um die Aufgabe, vermittels Zirkels und Millimetermaßstabes einen Winkel von so und soviel Graden praktisch genau genug zu konstruieren, oder, wenn der Winkel vorliegt, dessen Grade zu bestimmen.

Gewöhnlich werden zur Bestimmung eines Winkels in Graden Transporteure oder Tabellen über Winkelfunktionen benutzt. Sind diese nicht zur Hand, so geht die Winkelbestimmung ohne meist zeitraubende Rechnung nicht ab, oder unterbleibt ganz.

Beträgt die Länge eines Kreisbogens, welcher einem Winkel von 90° entspricht, 90 mm, so hat der zugehörige Radius des Kreisbogens eine Länge von

$$\frac{90}{\pi/2} = \frac{180}{\pi} = 57{,}29577951 \text{ mm} = \infty\, 57{,}3 \text{ mm}.$$

Schlägt man daher mit 57,3 mm einen Kreisbogen, so entspricht jedem Millimeter Bogenlänge ein Winkel von 1°.

Es sei z. B. ein Winkel von 33° zu konstruieren. Man schlage mit 57,3 mm einen Kreisbogen um einen Punkt *M*, trage von einem Punkte *A* des Kreisbogens dreimal 10 mm als Sehne ab (meist genau genug, da sich Sehnenlänge zu Bogenlänge wie 1,743 zu 1,7453 verhalten) bis zum Punkte *B*, dann weitere 3 mm als Sehne von *B* nach *C*.

Dann hat *AC* eine Bogenlänge von 33 mm, und $\measuredangle AMC$ beträgt 33°. R. Hennig.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **26.** und **27.** Heft erschienen; sie enthalten:

E. Roser: Die Prüfung der Indikatorfedern.
H. F. Wiebe und **R. Schwirkus:** Beiträge zur Prüfung von Indikatorfedern.
A. Staus: Einfluß der Wärme auf die Indikatorfeder.
R. Schwirkus: Ueber die Prüfung von Indikatorfedern.
R. Schwirkus: Auf Zug beanspruchte Indikatorfedern.

Der Preis dieser beiden in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 2 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können die beiden Hefte zusammen für 1 ℳ beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Nachtrag zu S. 187.

Vorstände der Bezirksvereine.

Hamburger B.-V.

An Stelle des Hrn. Toussaint ist Hr. **E. G. Meyer** zum Stellvertreter des Vorsitzenden gewählt worden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Beiblatt Nr. 25

zu Nr. 40 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 7. Oktober 1905.

Zum Mitgliederverzeichnis.

Aenderungen.

Bayerischer Bezirksverein.

Ernst Berg, Dipl.-Ing., Regensburg, Schützenstr. 4.

Bergischer Bezirksverein.

Carl Klausing, Oberingenieur bei Schlieper & Baum, Elberfeld.

Berliner Bezirksverein.

Wilh. Bender, Ingenieur, Spandau, Brüderstr. 39.
Erich Block, Reg.-Baumeister bei der Teltowkanal-Bauverwaltung, Wilmersdorf bei Berlin, Berliner Str. 157.
Arnold Bombe, Ingenieur, Gr.-Lichterfelde, Augustapl. 2.
Louis Courtois, Zivilingenieur, Vertreter von F. Schichau, Berlin W., Potsdamer Str. 122c.
Georg Dinglinger, Reg.-Baumeister, Charlottenburg, Schloßstr. 47.
Wilh. Eichner, Ingenieur, Bau von Drahtseilbahnen, Charlottenburg, Grolmanstr. 59a.
Curt Fleck, Reg.-Baumeister, Berlin W., Ansbacher Str. 32.
Peter Göpfert, Ingenieur, Köln-Ehrenfeld, Schützenstr. 43.
Alfr. M. Goldschmidt, Ingenieur, Geschäftsführer des Brandenburg. Karbidwerkes G. m. b. H., Berlin W., Schaperstr. 6a.
Joh. Hagmann, Ingenieur, Charlottenburg, Bismarckstr. 8.
Carl Heine, Zivilingenieur, Bernburg, Karlsplatz 32.
Wilh. Hencke, Ingenieur der A.-G. H. F. Eckert, Friedrichsberg bei Berlin, Wagnerstr. 8.
T. Isumiya, Ingenieur, c/o. Mitsumura, Kitanagasse 5, Kobe, Japan.
Max Judis, Oberingenieur bei Hurtu, Diligeon & Co., Montluçon, Frankreich.
D.L. Landeweer, Ingenieur, Hoogezand, Holland.
Kurt Lignies, Ingenieur bei Gebr. Körting A.-G., Hannover, Bergmannstr. 10.
Paul Lindau, Ingenieur, Pankow bei Berlin, Grunowstr. 1.
Danklef Lorenzen, Maschineningenieur, Charlottenburg, Nehringstr. 2.
Wilh. Neumann, kgl. Reg.-Baumeister, Danzig, Thornscher Weg 7.
Ed. Paesler, Oberingenieur, Berlin N.W., Essener Str. 16.
Wilh. Reubold, Ingenieur, Karlshorst, Bez. Berlin, Roedelstr. 7.
Rintelen, Reg.-Baumeister, Bremen, Am Dobben 52.
Friedr. Ritter, Reg.-Baumeister, Danzig, Steindamm 2.
Hy. Roeckner, Ingenieur, Hamburg, Heinrich Hertzstr. 102.
Max Rother, Ingenieur, Berlin N., Borsigstr. 17.
C. Schmidtlein, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin S.W., Königgrätzer Str. 87.

Braunschweiger Bezirksverein.

Heinr. Kirschner, Fabrikdirektor, Braunschweig, Altewiekring 71. *S./A.*
Dr.-Ing. C. Neugebohrn, A.-G. Weser, Bremen.

Breslauer Bezirksverein.

Bruno Basarke, Oberingenieur bei Louis Neubauer, Chemnitz.
Theod. Beckert, komm. Reg.- und Gewerbeschulrat, Schleswig.
Dr.-Ing. Ernst Förster, Oberlehrer an der kgl. höh. Maschinenbauschule, Breslau, Uferstr. 5.
Rich. König, Ingenieur, Cinquantenaire Ave. Rogations 45, Brüssel.
H. Rohland, Ingenieur, Breslau, Lehmgrubenstr. 43.
Georg Wuttke, Ingenieur, Köln a/Rh., Alexianerstr. 41.

Chemnitzer Bezirksverein.

Otto Korneck, Ingenieur, Hannover-Linden, Deisterstr. 3.
Rich. Kunz, Direktor der Muldaer Weberei A.-G., Mulda b. Freiberg i/S.
Filip Svanfeldt, Ingenieur, Vertreter von Calvert & Co., Norrköping, Schweden.
Adolf Wünsche, Ingenieur, Mitinhaber der Firma O. Krüger & Co., Patentbureau, Leipzig, Nordstr. 44.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

E. Pfennig, Ingenieur der Allg. Elektr.-Ges., Inst.-Bur., Straßburg i/E., Inselstr. 19.
Th. Schlumberger, Geh. Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Mülhausen i/E.
Hans Weinand, Betriebsingenieur bei H. Heine Sohn, Vöhrenbach, Bad. Schwarzwald.

Emscher Bezirksverein.

Friedr. Rüdorff, Ingenieur der kgl. Bergwerksdirektion, Recklinghausen i/W.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Paul Brandt, Ingenieur, 525 Bryson Str., Youngstown, O, U. S. A.
Paul Fritsche, Oberingenieur der Landes-Ausstellung Nürnberg 1906, Nürnberg. *Nrh.*
Dr.-Ing. Walter Gesell, Nürnberg, Sandstr. 24.
Osc. Jaeger, Dipl.-Ing., München, Friedrichstr. 33.
Ed. Quilian, Ingenieur, Berlin N, Veteranenstr. 8.
Paul Radius, Ingenieur bei Hofmann & Zinkeisen, Zwickau i/S.
Jos. Riese, Oberingenieur und Bevollmächtigter der Gasmotorenfabrik Deutz, Nürnberg, Hallpl. 23.
Wilh. Schuh, Ingenieur, Zabrze O./S.
J. Seidenberg, Ingenieur bei L. Bernhard & Co., Berlin N.W., Haidestr. 55/57.
Max Zincke, Ingenieur d. Bayer. Gewerbemuseums, Landes-Ausstellung Nürnberg 1906, Nürnberg, Kirchenstr. 26b.

Frankfurter Bezirksverein.

Karl Wilh. Berthold, Dipl.-Ing., Darmstadt, Alicestr. 1.
Bernh. Oelrichs, Ingenieur, Frankfurt a/M., Gartenstr. 98.
Dr. Ludw. Scherbel, p. Adr. Società italiana di Elettrochimica, Bussi sul Tirino, Italien.
E. Weismüller, Kommerzienrat, Maschinenfabrikant, i/Fa. Gebr. Weismüller, Auerbach, Hessen.

Hamburger Bezirksverein.

Rud. Gliemann, Ingenieur, Hamburg, Oben Borgfelde 8.
F. Lesser, kgl. Gewerberat, Gumbinnen.

Hannoverscher Bezirksverein.

Aug. Baertl, Zivilingenieur, München, Nymphenburger Str. 169.
K. Bäuninger, Ingenieur, Neuhausen-Schaffhausen.

Karlsruher Bezirksverein.

Kornel Fenyo, dipl. Ingenieur bei S. Feuermann, Baja, Ungarn.
M. Täubner, Oberingenieur, Rastatt i/Baden.

Kölner Bezirksverein.

C. A. Achterfeldt, Maschinenfabrikant, Köln a/Rh., Paulstr. 16.
Herm. Bockholt, Ing. der Gasmotorenfabrik Deutz, Mülheim a/Rhein.
Erich Catel, Oberingenieur d. Köln. Maschinenbau-A.-G., Köln. *Sächs.*
Karl Deinlein, Ingenieur, Wien VII, Neubaugasse 55.
Henry Dubois, Ingenieur, Leiter der Filiale Quiri & Co., Köln, Lütticher Str. 19. *E./L.*
Eug. Kreß, Reg.-Bauführer, Berlin W., Jägerstr. 9. *Wbg.*
Peter Mähler, Ingenieur bei A. Borsig, Köln a/Rh., Trajanstr. 11.
Otto Reichard, Ingenieur, Köln a/Rh., Mauritiussteinweg 93.
Heinrich Schoeneborn, Ingenieur der Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz.
Rich. Schoengarth, Ingenieur, Betriebsinspektor der städt. Straßenbahnen, Köln a/Rh. *B.*
Rob. Solf, Dipl.-Ing. der Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk b. Köln.
Heinr. Sturmfels, Dipl.-Ing. bei der kgl. Eisenbahn-Direktion, Köln a/Rh., Auf dem Hunnenrücken 48.
Ernst Wendeler, Ingenieur, Halensee bei Berlin, Joachim Friedrichstr. 56.
Marcel Zoch, Ingenieur, Köln a/Rh., Krefelder Str. 9. *Nrh.*

Magdeburger Bezirksverein.

A. Kuballe, Ingenieur der A.-G. Lehnigk, Vetschau N./L.

Mannheimer Bezirksverein.

Jos. Bitter, Oberingenieur, Vorstand der Allg. Elektr.-Ges., Mannheim. *E./L.*
Fr. Eberle, Ingenieur, Frankenthal, Pfalz, Neumayerring 30.
Felix Hoefer, Ingenieur der Allg. Elektr.-Ges., Mannheim. *Nrh.*
Ph. Kippenhan, Direktor der Karlsruher Schiffahrtsgesellschaft, Karlsruhe.
Bernard Liebing, Direktor der Mannheimer Eisengießerei und Maschinenbau-A.-G., Mannheim. *K.*
Gust. Rob. Melchior, Ingenieur, Direktor der Düsseldorfer Pergamentpapierfabrik, Düsseldorf.
Carl Mezger, Ingenieur des Vereines chemischer Fabriken, Wohlgelegen bei Mannheim. *Ch.*
Friedr. Poetter, Ingenieur, Breslau, Brüderstr. 15.

Mittelrheinischer Bezirksverein.

Wilh. Knopp, Dipl.-Ing., Köln a/Rh., Auf dem Hunnenrücken 48.
A. Miebach, Zivilingenieur, Charlottenburg, Leonhardstr. 10.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Gust. Genth, Ingenieur der Maschinenfabrik Buckau A.-G., Magdeburg, Bismarckstr. 25.
Friedr. Thiem, Ingenieur, Köln a/Rh., Engelbertstr. 10.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Carl Büscher, Reg.-Bauführer b. d. kgl. Eisenbahndirektion, Elberfeld.
H. Schüttrop, Oberingenieur, Steele a/Ruhr, Friedrichstr. 25.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Justus Petri, Ingenieur, Paretz, Osthavelland.

Ostpreufsischer Bezirksverein.

R. Laudien, Königsberg i/Pr., Victoriastr. 9.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Johs. Esch, Ingenieur der Gasmotorenfabrik Deutz, Luxemburg, Petrusring 12.
W. Gelpke, Ingenieur, c/o. Allis-Chalmers Co., Milwaukee, Wis., U. S. A.
Rud. Sicker, Oberingenieur der Maschinenbau-A.-G. vorm Starke & Hoffmann, Hirschberg i/Schles. *Brs.*

Pommerscher Bezirksverein.

Alfred Beyer, Ingenieur, Steglitz, Fichtestr. 26.
Heinr. Herbert, Dipl.-Ing., Oberlehrer an der kgl. Baugewerkschule, Kassel.

Posener Bezirksverein.

Georg Goldschmidt, Reg.-Baumeister a. D., Zementbau-A.-G. Hannover, Magdeburg, Falkenbergstr. 15.

Ruhr-Bezirksverein.

Carl Boos, Ingenieur, Rüttenscheid, Elisenstr. 19.
Ferd. Guth, Ingenieur bei O. Recke, Rheydt.
Louis Schütt, dipl. Ingenieur bei der Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk bei Köln.
Edm. Weber, Teilhaber der Germanyt-Werke, Dortmund.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Georg Neudeck, kais. Marine-Schiffbaumeister, Hamburg, Eppendorfer Landstr. 89.

Teutoburger Bezirksverein.

Aug. Schlegelmilch, Ingenieur bei Franz Braun, Zerbst.

Thüringer Bezirksverein.

Thadd. Zobel, Ingenieur, Südende bei Berlin, Potsdamer Str. 2.

Württembergischer Bezirksverein.

Siegfr. Fels, Dipl.-Ing., Würzburg, Bahnhofstr. 20.
Viktor Förster, Ingenieur, Dresden-A., Feldherrenstr. 6.
Walter Gärttner, Betriebsingenieur der Bosnischen Forstindustrie-A.-G. Otto Steinbeis, Drvar, Bosnien.
Emil Geißler, Ingenieur, Karlsruhe, Eisenlohrstr. 14.
Max Höflinger, Zivilingenieur, Cannstatt, Waiblinger Str. 36.
Otto Mahler, Zivilingenieur, Stuttgart, Gaisburgstr. 19.
Eug. Meurer, Manager, Muskegon, Mich., U. S. A.
Adolf Reuß, Direktor und Mitbesitzer der Chemnitzer Eisengießerei G. m. b. H., Chemnitz, Markgrafenstr. 11.
Jos. Steinhauser, Ingenieur, Berlin S.W., Lindenstr. 43.
W. Wirtz, Direktor, Mannheim, Seckenheimer Str. 11 a.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Harry Abraham, Dipl.-Ing., Eng. Office, Connecticut Ave. Bridge, Washington, D. C.
L. Albrecht, Ingenieur, Alfeld a/Leine.
J. Boot, Ingenieur, Alfen a. d. Ryn, Holland.
Heinr. Emrich, Ingenieur, Oderberg Bahnhof, Oesterr.-Schles.
Franz Hugo Fritzsche, Oberingenieur, Prag-Weinberge, Pštoraka 19.
J. B. Gratia, Ingenieur der Märk. Maschinenbauanstalt, Wetter a/Ruhr.
Paul Güttinger, Ingenieur, Zürich, Winterthurer Str. 146.
Otto Hoffmann, Ingenieur der Ersten Brünner Maschinenfabriks-Ges., Luzwerk, Brünn.
Johs. Hülsemann, Ingenieur, Seraing s/Meuse, rue St. Martin 4.
Paul Klein, Ingenieur bei Neyret-Brenier & Co., Grenoble, Frankreich.
Karl Klimpke, Ingenieur bei Brauner & Co., Wien IX, Spitalgasse 1.
Ed. Kluge, Ingenieur bei Gebr. Mickeleit, Köln-Zollstock.
Reinh. Laudien, Ingenieur und Betriebsführer der kons. Wenzeslausgrube, Mölke, Kr. Neurode.
Paul Rob. Meyer, Ingenieur, Steglitz bei Berlin, Arndtstr. 8.
Arthur Pfennig, Oberingenieur bei Hahn & Koplowitz Nachf., Neiße.
Otto Reuther, Ingenieur, p. Adr. Georg Schade, Elektrotechniker, Großbreitenbach i/Thür.
F. Steinmetz, Dipl.-Ing. bei der Maschinenfabrik Gebr. Hemmer, Lambrecht, Pfalz.
Ad. Wech, Techniker, z. Zt. Einj.-Freiw. im k. k. Matrosenkorps, 14. K., Pola.
Alb. Wehler, Ingenieur, Wien I, Goldschmiedgasse 10.
Johs. Wiesinger, Ingenieur der Gesellsch. für Lindes Eismaschinen, Wiesbaden.
Georg Wolff, Dipl.-Ing., Hamburg, Haufstr. 3.
Hugo Zimmermann, Ingenieur der A. E.-G., Berlin N.W., Werfstr. 10.

Oesterreichischer Verband von Mitgliedern.

Aug. Fischer, Ingenieur, Wien IV, Petzwalgasse 4.
Ferd. Siebenfreund, Ingenieur bei der Lokomotivfabrik, Wiener Neustadt.

Verstorben.

Franz Baertl, Zivilingenieur, Hannover, Bödekerstr. 85. *H.*
Dr.-Ing. L. Ehrhardt, Maschinenfabrikant, i/Fa. Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle bei Saarbrücken. *P./S.*
Ewald Hülsbruch, Ingenieur, Bad Oeynhausen. *H.*
Ad. Koeppel, Werkstättenvorsteher der Eisenbahn-Betriebswerkstätte, Mannheim. *Mh.*
Alex. Orgler, Hüttendirektor, Stolberg bei Aachen. *A.*
Peter Tarnowski, Ingenieur, technisches Bureau, Warschau.
Ernst Thometzek, Hütteninspektor a. D., Beuthen O./S. *O./S.*
R. Zerbone, Ingenieur, Fabrikdirektor, Turin, Via Napione 41.

Neue Mitglieder.

Frankfurter Bezirksverein.

Adolf Ehrhardt Koch, Dipl.-Ing., Darmstadt, Müllerstr. 18.

Kölner Bezirksverein.

Rud. Scheibner, Prokurist der Firma H. Escher, Köln, Gr. Witschgasse 4/6.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Edgar Pollak, Kaufm. Direktor der Firma Otto Schwade & Co. Erfurt, Melchendorfer Str. 16.

Oberschlesischer Bezirksverein.

L. Dame, Maurer- und Zimmermeister, Kattowitz O./S.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein.

Max Dinglinger, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Cöthen i/Anh.

Sächsischer Bezirksverein.

Hans Reisert, Fabrikant, Leipzig, Gerberstr. 19.
Ludwig Seeger, Ingenieur, Leipzig, Fregestr. 24.

Württembergischer Bezirksverein.

Alfred Hermanuz, Ingenieur, Cannstatt, Carlstr. 16.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Carl Bergner, Ingenieur, Sande bei Bergedorf, Villa Jugend.
Carl Ganzert, Techniker, Bingen a/Rh., Rupertusstr. 7.
Victor Loos, Professor, Redakteur der Allgemeinen Ingenieurzeitung, Wien IX, Grünetorgasse 19 a.
H. A. Petersen, Ing., p. Adr. A. Hennings, Flensburg, Rathausstr. 9.
Paul Raab, Ingenieur, Minden i/W., Markt 3.
Henry Rohwer, Consulting Engineer of the Missouri Pacific Railway-System, 5182 Raymond Ave., St. Louis, Mo.
Paul Schäfer, Techniker, Elbing, Neustädt. Grünstr. 4.
Fritz Traege, Ingenieur, Zörbig, Bez. Halle a/S.
Felix Zehetgruber, Ingenieur-Adjunkt der Lokomotivfabrik d. St. E. G., Wien III, Hegergasse 2.
Fried. Hermann Zetzsch, Direktor der A.-G. Straßenbahn und Elektrizitätswerk, Altenburg, S./A., Ziegelstr. 6.

Gesamtzahl der ordentlichen Mitglieder 19835.

// ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 41. **Sonnabend, den 14. Oktober 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Die Eisenbahnbrücke über die Havel bei Brandenburg.

Von **Karl Bernhard**, Regierungsbaumeister und Privatdozent in Charlottenburg.

Der in Z. 1899 S. 230 und 873 erörterte Vorschlag von Häseler, das bekannte Fachwerk mit halben Schrägen auch bei Brücken-Hauptträgern zu verwenden, hat mir Veranlassung gegeben, diesem Gedanken beim Entwurf einer größeren Eisenbahnbrücke praktisch näher zu treten. Nachdem dieser Entwurf nunmehr zur Ausführung gebracht ist und die Brücke sich in fast zweijährigem Betriebe vollauf bewährt hat, erscheint es mir angezeigt, das auch in andrer Hinsicht bemerkenswerte Brückenbauwerk nachstehend zur Darstellung zu bringen.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Die von der Vereinigten Eisenbahn-Bau- und Betriebs-Gesellschaft in den Jahren 1901 bis 1904 im Auftrage der Brandenburgischen Städtebahn-Aktiengesellschaft gebaute Nebenbahn Treuenbritzen-Neustadt a. d. Dosse von 126 km Länge überschreitet in der Teilstrecke Brandenburg-Rathenow bei Brandenburg-Altstadt rechtwinklig die Havel, und zwar mit einem Bauwerk, dessen Stützweite nach Vorschrift der Aufsichtsbehörden auf 90 m festgesetzt war. Da nur eine geringe Bauhöhe zur Verfügung stand, war ein eiserner Ueberbau mit unten liegender Fahrbahn erforderlich. Bei der beträchtlichen Stützweite von 90 m war ein Parallelträger nicht zweckmäßig, sondern ein Halbparabelträger zu wählen, der an den Auflagern 7,5 m hoch sein mußte, um eine das Normalprofil umrahmende Endkonstruktion zu ermöglichen. In der Mitte war eine Höhe von 12,5 m $\left(\frac{1}{7,2}\right.$ der Stützweite) als zweckmäßig erachtet. Die Parabel des Obergurtes hat mithin 5 m Pfeil. Mit Rücksicht auf eine zweckmäßige und möglichst normale Durchbildung des Trägerrostes für die Fahrbahn mit hölzernen Querschwellen ist die Stützweite in 16 Felder von je 5,63 m geteilt. Des bequemen Querträgeranschlusses wegen sind dieser Teilung entsprechend

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7 und 8.

Fig. 12. Schnitt c-d.

Fig. 9.

Fig. 10. Schnitt a-b.

Fig. 11.

senkrechte Pfosten für die Hauptträger bevorzugt. Das einfache Pfosten-Fachwerk erschien jedoch wegen der zu steifen Schrägen ausgeschlossen. Auch das doppelte Fachwerk nach Fig. 1 mit schlaffen Schrägen, wie es sonst für diese Bauart üblich ist, empfahl sich gegenüber dem doppelten Strebenfachwerk einerseits, Fig. 2, und der Bauart mit halben Schrägen anderseits, Fig. 3, ebenso wenig. Schon mit Rücksicht auf die einfache und klare Erscheinung entschied sich deshalb der Vorstand der Bahngesellschaft unter den obengenannten drei Füllungsarten für den in erster Linie von mir empfohlenen Vorschlag, die Hauptträger mit halben Schrägen auszufüllen. Diese Form empfahl sich besonders durch die Vorteile der statischen Bestimmtheit ihrer Berechnung, des geringsten Eisenaufwandes, der Verkürzung der Knicklänge namentlich gegenüber dem doppelten Fachwerk mit Gegenschrägen, sowie des entschieden klareren und leichteren Aussehens. Es sei noch hervorgehoben, daß sich diese Bauart mit halben Schrägen auch für die Montage als außerordentlich vorteilhaft erwiesen hat. Schließlich kam ihr auch noch die gedrungene Ausbildung der Knotenpunkte und die erhebliche Verminderung der Windflächen in den Stäben zugute.

Die Obergurte sind, wie in Fig. 6 angedeutet, durch Doppelstrebenzüge mit rhombischem Verband ausgesteift. Jeder obere Knotenpunkt ist dadurch also seitlich gehalten, ohne daß der obere Windverband einen schwereren Eindruck macht und das Liniennetz stört. Die Uebertragung des Winddruckes auf die Pfeiler erfolgt durch die beiden steifen Endrahmen. Außerdem ist bei den oberen Pfosten in jedem zweiten Felde, wo sich ein Querriegel befindet, eine weitere senkrechte Versteifung der gegenüberstehenden Pfosten angeordnet. All diese sichtbaren Aussteifungen weisen weitmaschige Liniennetze auf, um den Durchblick durch das gesamte Tragwerk nicht zu verwirren. Bei den unteren Windträgern, die unter der Fahrbahn liegen, sind, wie aus Fig. 5 ersichtlich, ebenfalls halbe Schrägen angeordnet. Dieser untere Windverband ist, wie Fig. 16 deutlicher zeigt, durch den Bremsträger über den Auflagern gestützt. Zweck dieses Bremsträgers ist, die in der Richtung der Brückenachse wirkenden Bremskräfte auf die Auflager zu übertragen. Die von den Hauptträgern durch die Lagerkörper übertragenen wagerechten Kräfte sind mittels einer die Lager verbindenden Steife auf eine senkrechte Verankerung im Pfeilermauerwerk geleitet, wie aus Fig. 11 zu erkennen ist, um eine günstige Beanspruchung des Mauerwerkes herbeizuführen. Die beweglichen Auflager sind als standsichere Pendellager nach einem mir patentierten System ausgebildet; ihre Wirkung besteht darin, daß sich die Pendel bei der äußersten Schiefstellung durch vorspringende Nasen aneinander festlegen, so daß sie mit den Doppelrahmen, welche ihren Abstand festhalten, zusammen einen starren Körper bilden. Neben der vollen Sicherheit gegen Umkippen wird dadurch eine gedrungene Gestaltung der Auflagerkonstruktion erreicht und die Größe der Stahlgußstücke erheblich vermindert.

Den Querschnitt des Bauwerkes in Brückenmitte zeigt Fig. 7, die Konstruktion des Endrahmens Fig. 8. Der Abstand der Hauptträger ist auf 5 m festgesetzt, so daß bei einer größeren Breitenbemessung der Füllungsstäbe zwischen dem lichten Profil und den Hauptträgern noch 20 cm Spielraum verbleiben. Mit Rücksicht auf die Stoßwirkung der beweglichen Last in der Querrichtung, welche durch die Verspannung im Ober- und Untergurt aufgenommen werden soll, und in Anbetracht des Umstandes, daß die Brückenbreite infolge der eingleisigen Anlage nur $^1/_{18}$ ihrer Spannweite beträgt, ist die zulässige Beanspruchung der Untergurtstäbe in der Hauptträgermitte noch etwas unter die nach den preußischen Vorschriften von 1895 gegebenen Grenzen von 1170 kg/qcm (mit Wind) und 960 kg/qcm (ohne Wind) herabgesetzt. In der Regel sind derartig große Brücken nämlich zweigleisig ausgebaut, so daß eine besondre Rücksichtnahme auf diesen Umstand nicht erforderlich ist.

Die Anordnung der Einzelheiten: Stabquerschnitte, Knotenpunktbildungen der Hauptträger, Anschluß des Windverbandes, Aussteifung der Fahrbahn, geht aus den zeichnerischen Darstellungen der Figuren 7 bis 18 deutlich her-

vor; namentlich sei auf die einfachen Knotenpunkte hingewiesen, die in der mittleren Höhe des Trägers bei der Verbindung der beiden Schrägen mit dem Pfosten angeordnet sind. Die Pfosten sind, wie aus Fig. 7 ersichtlich ist, aus **U**-Eisen gebildet, von denen das innere zum Anschluß der Querträger einen Schlitz erhalten hat, damit das Anschlußblech, wie in Fig. 7 und 8 zu erkennen ist, zur Erzielung einer möglichst zentrischen Belastung der Hauptträger unter dem mittleren Wasserstand. Hier wurde eine Pfahlrostgründung angelegt und zwischen und über den Pfahlköpfen ein Betonfundament von 2,3 m Stärke zwischen Spundwänden zur Ausführung gebracht. Die größte Belastung der im Mittel 30 cm starken Pfähle betrug 22,8 t. Beim rechtsseitigen Widerlager genügte die Gründung mit Beton zwischen Spundwänden. Die Betonsohle liegt 1,50 m unter der Normalsohle der Havel. Der Baugrund ist nur mit 3 kg/qcm

Fig. 13.

Fig. 14.

Fig. 15.

Fig. 16.

Fig. 17.

Fig. 18.

gestoßen an das innere und äußere **U**-Eisen angeschlossen werden kann. Die Gestaltung des Endrahmens, wie in Fig. 8 dargestellt, erklärt sich aus seiner Beanspruchung. Der Endpfosten ist mit Rücksicht darauf im Querschnitt *a-b*, s. Fig. 8 und 10, soweit, wie es das Moment erfordert, in der Querrichtung erheblich verbreitert worden.

Der Unterbau (vergl. Fig. 4) ist bis 30 cm über Hochwasser in Hartbrandsteinen in reinem Zementmörtel, darüber hinaus in verlängertem Zementmörtel ausgeführt. Die Auflagersteine bestehen aus Granit und lagern auf 3 Flachschichten ausgesuchter Hartbrandsteine. Die Beanspruchung der Auflagersteine ist auf 45 kg/qcm, die des Mauerwerkes auf 11,50 kg/qcm bemessen. Beim linksseitigen Landpfeiler lag der tragfähige Baugrund in einer Tiefe von etwa 12 m beansprucht, während 4 kg/qcm Bodenpressung im vorliegenden Falle sicher zulässig sind.

Die statische Berechnung.

Die statische Berechnung dieses Systemes gestaltet sich recht einfach.

Die **Gurtstäbe** lassen sich am schnellsten mit Hülfe der in den preußischen Vorschriften für die Belastungen berechneten Größtmomente ermitteln; hier lagen noch die Vorschriften von 1895 zugrunde. Unter Berücksichtigung des in Fig. 19 geführten Schnittes und der gewählten Bezeichnungen ist

$$O_{m+1} = -\frac{M_m}{r_{m+1}}$$

und ebenso mit Bezug auf Fig. 20

$$U_{m+1} = +\frac{M_m}{h_m}.$$

Ferner ist $V_0^o = O_1 = U_1 = 0$ und $V_0^u = -A_{max}$.

Die **Füllstäbe** sind mit Hülfe von Einflußlinien (s. Fig. 21) berechnet. Zunächst sind für $A = 1$ die Untergurtspann-

Fig. 19.

Fig. 20.

kräfte der rechten Trägerhälfte U'_m nach der einfachen Beziehung

$$U'_m = \frac{1\,(n-m+1)\,\lambda}{h_{m-1}}$$

rechnerisch ermittelt und dann der Cremona-Plan für $A = 1$ gezeichnet, um die Einflußlinien wie folgt zu ermitteln. Da sich diese nur aus drei bezw. vier geraden Linien — letzteres

Hierin bestimmt sich in einfacher Weise für eine Last 1 bei $m-1$

$$B = \frac{1\,(m-1)\,\lambda}{n\,\lambda} = \frac{m-1}{n}$$

und für eine Last bei m

$$A = \frac{1\,(n\,\lambda - m\,\lambda)}{n\,\lambda} = \frac{n-m}{n} \text{ (s. Fig. 21).}$$

Aus dem Cremona-Plan für $A = 1$ werden also die Spannkräfte entnommen und mit den zugehörigen B bezw. A multipliziert. So ergeben sich die Einflüsse η_{m-1} und η_m, die zur Zeichnung der Einflußlinie der oberen und unteren Schrägen dienen, wie aus Fig. 22 und 23 ohne weiteres verständlich ist. Dadurch, daß die gesamten η-Werte im vorliegenden Falle mit Hülfe von Zahlentafeln schnell berechnet sind, können die verschiedenen Einflußlinien und infolgedessen die größten und kleinsten Spannkräfte leicht bestimmt werden.

Für die **Pfosten** ist ebenfalls allgemein

$$V_{m(B=1)} = V'_{m(A=1)},$$

also die Einflüsse auf die **oberen** Pfosten

$$\eta_{m-1} = V^{o'}_{m(A=1)}\,B$$

und

$$\eta_m = V^{o}_{m(A=1)}\,A.$$

Hierin ist wieder $B = \frac{m-1}{n}$ und $A = \frac{n-m}{n}$ zu setzen, und nach deren tabellarischer Ermittlung in Verbindung mit den im Cremona-Plan gefundenen Spannkräften sind die benachbarten Einflüsse und wie in Fig. 24 und 25 die Einflußlinien usw. gegeben.

Bei den **unteren** Pfosten sind drei Einflüsse η_{m-1}, η_m und η_{m+1} zu berechnen:

$$\eta_{m-1} = V^{u'}_{m(A=1)}\,B$$

$$\eta_{m+1} = V^{u}_{m(A=1)}\,A.$$

Fig. 21.

Fig. 22.

Fig. 23.

Fig. 24.

Fig. 25

für die unteren Pfosten — zusammensetzen, genügt die Ermittlung von zwei bezw. drei benachbarten Einflüssen η_{m-1} und η_m bezw. η_{m-1}, η_m und η_{m+1} für eine Einflußlinie.

$$D'_{m(A=1)} = D_{m(B=1)}.$$

Somit ist die Spannkraft infolge einer Last 1 bei $m-1$, d. h. der Einfluß,

$$\eta_{m-1} = D'_{m(A=1)}\,B$$

und die Spannkraft infolge einer Last 1 bei m, d. h. der Einfluß,

$$\eta_m = D_{m(A=1)}\,A.$$

η_m ergibt sich aus der Beziehung für $P = 1$ in m durch

$$V^u_m = P_m - D^u_m \sin\varphi.$$

Es ist

$$D^u_m = A\,D^u_{m(A=1)},$$

somit

$$\eta_m = 1 - A\,D^u_{m(A=1)} \sin\varphi$$

oder, da

$$D^u_{m(A=1)} \sin\varphi = V^u_{m(A=1)} \text{ ist,}$$

$$\eta_m = 1 - A\,V^u_{m(A=1)}.$$

Zur Berechnung der η-Werte sind dann wiederum zunächst die $B = \frac{m-1}{n}$ für η_{m-1}, die $A = \frac{n-m-1}{n}$ für η_{m+1} und die $A = \frac{n-m}{n}$ für η_m tabellarisch zu bestimmen, mit den entsprechenden Werten aus dem Cremona-Plan, obigen Gleichungen entsprechend, zu multiplizieren und zu Einflußlinien zusammenzustellen.

Für D_1 ist keine Einflußlinie nötig, da unmittelbar

$$D_1 = D_{1_{(A=1)}} A_{max} \text{ ist.}$$

Das Rechnungsverfahren für Parallelträger mit halben Schrägen ist in Müller-Breslau, Graphische Statik I, III. Aufl., S. 513 angegeben.

Durchgeführt ist die Berechnung unter Zugrundelegung des in den Vorschriften für die Berechnung eiserner Brücken (1895) angegebenen Lastenzuges, dessen Achslasten entsprechend dem Ministerialerlaß vom 1. Mai 1900 um ein Fünftel erhöht sind. Als Baustoff ist Flußeisen nach den Normalbedingungen gewählt, dessen Beanspruchung im allgemeinen nach den 95er Vorschriften begrenzt worden ist. Die erforderlich gewordenen Querschnittflächen der Hauptträger sind in Fig. 21 zusammengestellt.

Das Eisengewicht des Ueberbaues beläuft sich auf 350 t Flußeisen und 4,89 t Flußstahl oder 3,88 t für 1 m Stützweite.

Fig. 26. Aufstellung der Brücke.

Die Montage.

Für die Aufstellung des eisernen Tragwerkes wurde eine 8 m breite Hülfsbrücke über die Hafel gebaut, die in Fig. 26 dargestellt ist. Sie war so kräftig ausgebildet, daß sie vor Erbauung der Brücke für den Verkehr mit Arbeitszügen bei der Herstellung des Bahnkörpers dienen konnte. Die Oeffnungen hatten 9 bis 10 m Stützweite und waren mit alten genieteten Trägern überbrückt. Weitere Gerüste sind für die Montage nicht nötig gewesen. Neben den Untergurten liefen Schienenstränge auf kräftigen I-Trägern, auf denen ein 15 m hoher, die ganze Brücke umrahmender Kran von 7,5 m Spurweite verfahrbar war. Das gewählte Trägernetz mit halben Schrägen kam der Aufstellungsart mit diesem Portalkran äußerst zustatten. Man ging nämlich in der Weise vor, daß man zunächst ein Untergurtstück $U_{1 \cdot 2}$ (man vergleiche die Bezeichnung der Figur 21) vorstreckte, darauf die Endpfosten aufrichtete und diese sofort durch die untere Schräge $D_1{}^u$ ohne weitere Hülfsmittel abstützte. Dann wurde der Pfosten V_1 von oben in den Untergurt gesteckt und solange vom Kran festgehalten, bis er oben mit der inzwischen eingesetzten oberen Schräge $D_1{}^o$ verschraubt war. In gleicher Weise wurde mit dem Dreiecksaufbau bis zum Stoß des Untergurtes fortgeschritten und dann das Obergurtstück von oben eingesetzt und sofort der obere Windverband eingebaut. So schritt man bis zum gegenüberliegenden Landpfeiler vor. Da im Tragwerk keine schlaffen Teile vorkommen, waren bei all diesen Vorgängen weitere Hülfsunterstützungen überflüssig. Zum Anbringen der Nietgerüste genügten wenige Rüsthölzer, die durch das Gitterwerk hindurchgesteckt wurden und einen Bohlenbelag trugen.

Die Brücke wurde mit 100 mm Sprengung zugelegt, die einzelnen Pfosten aber bei der Montage derartig unterstützt, daß die Knoten auf einer Parabel mit 130 mm Pfeil lagen, um nach der Ausrüstung der Brücke 100 mm Ueberhöhung zu erhalten, was tatsächlich erreicht wurde. Das Ausrüsten der Brücke erfolgte derart, daß das Tragwerk, welches mit Rücksicht auf die Schiffahrt 60 cm höher zusammengebaut worden war, im ganzen auf seine endgültigen Lager gesenkt wurde. Vor dem Herunterlassen wurden die Auflagerplatten mit dünnflüssigem Mörtel aus Zement und gestoßenem Granit untergossen, und zwar mit Hülfe von sogenannten Pfeifen, d. h. 2 kleinen gemauerten Schornsteinen von 50 cm Höhe zu beiden Seiten der Lager. Diese standen mit der zu untergießenden Fläche derart in Verbindung, daß der dünnflüssige Mörtel in den einen Kanal hineingegossen wurde und in dem andern aufstieg. Dadurch soll Blasenbildung vermieden werden. Selbstverständlich wurde die Brücke erst nach vollständigem Abbinden der so hergestellten Lagerfugen endgültig auf die Lager gesetzt.

Die Durchbiegung für Eigengewicht sollte rechnungsgemäß 36 mm betragen, in Wirklichkeit sind aber nur 25 mm gemessen worden.

Im Oktober 1903 wurde nach völliger Fertigstellung des Bauwerkes eine Probebelastung vorgenommen. Zu dem Zwecke wurde vorher mit Hülfe eines Verschiebungsplanes die Einflußlinie für die Durchbiegung in der Brückenmitte ermittelt und danach die Durchbiegung für eine Belastung, die das ungünstigste Biegungsmoment erzeugt (Lastenzug in dem Ministerialerlaß vom 1. Mai 1900 I D 3598), berechnet. Der nach den Vorschriften für das größte Moment erforderliche Probezug konnte jedoch nicht herbeigeschafft werden, sondern es mußte ein Zug mit etwas geringerer Last, nämlich 339 t gegen 396 t der Vorschriften, benutzt werden. Die größte Durchbiegung in der Mitte beträgt für die wirkliche Belastung theoretisch 38 mm. Die Durchbiegung wurde mittels selbsttätig anzeigenden Biegungsmessers beim Fahren des Zuges über die Brücke abgelesen. Bei langsamer Fahrt betrug sie nur 27 mm, bei schnellerer Fahrt (60 bis 70 km/st) 30,5 mm. Rechnet man mit dem wirklich verwendeten Lastenzuge gegenüber dem der theoretischen Berechnung zugrunde liegenden, so bleibt auch noch bei schnellerer Fahrt die gemessene Durchbiegung um rd. 7,5 mm hinter der berechneten zurück, während der Unterschied bei langsamer Fahrt 11 mm betrug. Die Seitenschwankungen der Brücke wurden bei der schnelleren Fahrt am Obergurt mit den Theodoliten beobachtet; sie betrugen nur 4 mm, während sie bei langsamer Fahrt fast gar nicht wahrzunehmen waren. Das Ergebnis der Probebelastung ist mithin recht günstig und den Erwartungen wohl entsprechend. Außer den Durchbiegungen wur-

Fig. 27.

Ansicht der fertigen Brücke.

den auch noch in einigen wichtigen Stäben die Spannungen infolge der Probebelastung gemessen. Auch hier sind keine ungünstigen Ergebnisse beobachtet. Die gestellte Aufgabe ist somit allen praktischen Anforderungen entsprechend gelöst.

Fig. 27 gibt ein anschauliches Bild des fertigen Bauwerkes und beweist, daß dessen Erscheinung durchaus nicht ungünstig und die weitere Verwendung dieser Bauart unter ähnlichen Verhältnissen wohl zu empfehlen ist.

Die auf die Ausführung bezüglichen Angaben verdanke ich der Direktion der Vereinigten Eisenbahn-Bau- und Betriebsgesellschaft, deren Mitglied Hr. Eisenbahn-Bau- und Betriebsdirektor a. D. Stefanski die Oberleitung des Bahnbaues in Händen hatte, und Hrn. Regierungsbaumeister Niemann, dem die örtliche Bauleitung übertragen war. Der eiserne Unterbau ist von der Firma Louis Eilers in Hannover ausgeführt. Der Entwurf ist in dem Bauingenieurbureau des Verfassers vollständig ausgearbeitet worden.

Bemerkenswerte Kraftmaschinen auf der Weltausstellung zu Lüttich 1905.

Von **H. Dubbel.**

(Schluß von S. 1425)

Der in Lüttich vertretene Dampfmaschinenbau zeigt im Gegensatz zu früheren belgischen Ausstellungen, auf denen sehr häufig die Aufmerksamkeit durch die merkwürdigsten Anordnungen und Bauarten in Anspruch genommen wurde, einheitliche und moderne Durchbildung. Der bedeutende Wettbewerb, welcher der Kolbendampfmaschine in der Dampfturbine und in der Gasmaschine erwächst, hat den Blick für das Wesentliche geschärft, den Dampfmaschinenbau in gesunde Bahnen gelenkt und manche Bestrebung abgetan, deren Ziel in Anpreisungen als äußerst wichtig hingestellt wurde, mit dem wirtschaftlichen Erfolg aber wenig oder gar nichts zu tun hatte. Die Frage nach der Wärmeausnutzung wird seit dem Auftreten der Großgasmaschine allgemein gestellt und hat auch kleinere Firmen gezwungen, die von hervorragenden Fabriken längst vertretenen Grundsätze anzunehmen: möglichste Einfachheit und Schönheit im Entwurf; höchste Vollendung in der Bearbeitung; Berücksichtigung thermodynamischer Forschungen.

Die mächtigen Fortschritte, die gerade auf diesen Gebieten von deutschen Ingenieuren ausgegangen sind, haben auch im Ausland weitgehende Beachtung gefunden. Ihr Einfluß macht sich auf der Lütticher Ausstellung in bezug auf Steuerung, Formgebung und häufige Anwendung der Ueberhitzung geltend.

Infolge der dadurch bedingten Gleichmäßigkeit im Entwurf schwindet natürlich ein guter Teil des Interesses, das frühere Ausstellungen boten, um so mehr, als abweichende Bauarten nur selten ernste Beachtung beanspruchen können. Für die Bewertung der Maschine wird die Ausführung maßgebend, und die Erkenntnis dieses Umstandes zeigt sich vornehmlich in den Ausstellungen solcher Firmen, die hauptsächlich für Berg- und Hüttenwerke liefern und früher bei den hier erforderlichen Maschinen besondre Sorgfalt in der Ausführung vermissen ließen.

In Fig. 32 bis 35 sind Längsschnitte durch die von den Firmen Carels frères, Van den Kerchove und Phoenix ausgestellten Maschinen wiedergegeben. Gemeinsam ist diesen Maschinen: die Lage des Niederdruckzylinders; die Lage des Kondensators; die Bauart der in der senkrechten Ebene geteilten Laterne; die Mantelheizung, welche durch den Arbeitsdampf des betreffenden Zylinders erfolgt.

Gleiche Anordnung als Tandemmaschinen mit vorn liegendem Niederdruckzylinder zeigen die von La Meuse, Preud'homme, Société Liégeoise, Ateliers du Thiviau, Weyher & Richemond ausgestellten Maschinen.

Fig. 32 bis 35 lassen weiterhin diejenigen Steuerungsarten erkennen, welche für den belgischen Konstrukteur hauptsächlich in Frage kommen.

Als früheren Konzessionären von Gebrüder Sulzer gebührt Carels frères das Verdienst, durch Mustergültigkeit in Entwurf und Ausführung für den Ventilmaschinenbau in Belgien bahnbrechend gewirkt zu haben. Die sehr einfache Steuerung der Carelsschen Maschine ist freifallend mit freier Klinkenbewegung ausgeführt. Gleichen Grundsatz zeigen die übrigen Ventilmaschinen der Ausstellung, während zwangläufige Ventilsteuerungen oder freifallende mit zwangläufiger Klinkenbewegung als Hochdrucksteuerungen nicht vertreten sind.

Die durch die erfolgreiche Einführung der Corliss-Maschinen in Belgien und Frankreich ebenso vorteilhaft bekannt gewordene Firma Van den Kerchove ist hauptsächlich mit Rücksicht auf die allgemeine Anwendung der Ueberhitzung vom Corliss-Schieber zum Kolbenschieber übergegangen, der neuerdings, wie Fig. 33 zeigt, mit doppelter Eröffnung ausgeführt

wird. Da der Kolbenschieber eine die senkrechte Bewegung begrenzende Schlußlage nicht hat, so gestattet er höchste Umlaufzahlen, ein Vorteil, der hier infolge der Wahl einer übrigens schwerfällig ausgeführten Freifallsteuerung nicht höhen. Auch die neueren Bestrebungen, die Feinsteuerung im Schiffsmaschinenbau einzuführen, würden durch Anwendung dieses kettenschlüssig bewegten Schiebers eine ungezwungene Lösung finden.

Fig. 32. Dampfmaschine von Carels frères.

Fig. 33. Dampfmaschine von Van den Kerchove.

ausgenutzt wird. Die Verbindung des Schiebers mit einem kettenschlüssigen Antrieb nach Art des in Fig. 38 dargestellten würde bei Anwendung eines Exzenterregulators, auf welchen nur Massenwiderstände und Kolbenringreibung zurückwirken, die Brauchbarkeit der Steuerung erheblich erhöhen.

Im übrigen hat die Kerchovesche Bauart anregend gewirkt, worauf sowohl die Anwendung des Kolbenschiebers bei Feinsteuerungen als auch die Lagerung der Ventile in den Deckeln bei einigen Ausstellungsmaschinen hinweist.

Die an einer Maschine dieser Bauart vorgenommenen

Fig. 34 und 35. Dampfmaschine der Soc. anon. du Phoenix, Gent.

Versuche Schröters und Koobs[1]) sind allgemein bekannt geworden. Versuche, die nachher von Vinçotte an derselben Maschine, aber ohne Dampfmantel am Hochdruckzylinder, angestellt wurden, haben ergeben: einen Dampfverbrauch

von 3,85 kg für 1 PS_i-st bei 359° Ueberhitzung
» 3,63 » » » » » 403° »

Die Firma Phoenix in Gent, deren Bauart Fig. 34 und 35 zeigen, wendet die freifallende Corliss-Steuerung bei hohen Umlaufzahlen und bei Ueberhitzung an, ein Vorgehen, das der Firma jedenfalls durch ihre hervorragende Werkzeugmaschinenabteilung erleichtert wird. Vinçotte hat an einer Auspuffmaschine dieser Art von 350 mm Zyl.-Dmr. und 700 mm Hub, die bei 87 Uml./min 55 PS leistete, einen Dampfverbrauch von 6,443 kg pro PS_i-st festgestellt. Der Dampfdruck betrug 6,26 kg/qcm, die Ueberhitzung 378°, zeitweise sogar 410°, die Auspufftemperatur 147°.

Was die Höhe der von diesen Firmen angewendeten Ueberhitzung betrifft, so wird als günstigste 300 bis 350° bezeichnet. Dampfmäntel werden bis zu 250° angewendet. Versuche mit Zwischenüberhitzung haben Carels frères ohne befriedigenden Erfolg vorgenommen.

Besondre Vorkehrungen gegen Eintrittskondensation sind an den Maschinen von Lachaussée-Lüttich und von der Société John Cockerill getroffen. Beide Firmen wenden Kolbenheizung an, wie sie von Maison Beer schon auf der Brüsseler Ausstellung 1897 vorgeführt wurde[2]).

Fig. 36 zeigt die Vorrichtung der Lachausséeschen Maschine. Da das Kondensationswasser durch die Kolbenstange selbst abfließen muß, so kann nur die obere Kolbenhälfte geheizt werden. Zur Erhöhung der Wirkung wird der Heizdampf von höherem Druck in einem besondern, von den Heizgasen des Hauptkessels bespülten Kessel erzeugt, so daß seine Temperatur diejenige des Arbeitsdampfes um 10 bis 15° übertrifft. Da die Temperatur der Zylinderinnenwand mindestens gleich derjenigen des eintretenden Dampfes ist, so bleibt die Innenwand trocken, und die Wärmeabgabe des Manteldampfes an den Arbeitsdampf wird beschränkt.

Fig. 36.
Vorrichtung zur Vermeidung der Eintrittskondensation von Lachaussée.

G. Duchesne, der Konstrukteur dieser Vorrichtung, berichtet in der Revue universelle des Mines 1904 über Versuche, die an einer mit Mantel- und Kolbenheizung versehenen

[1]) Z. 1903 S. 1281.
[2]) Abbildung in Freytags »Handbuch« S. 256.

Fig. 37.

Zwillingsverbundmaschine, Bauart François, gebaut von der Société John Cockerill.

Kondensations-Dampfmaschine im Laboratorium von Dwelshauvers-Dery vorgenommen worden sind und nahezu genaue Uebereinstimmung zwischen dem aus dem Diagramm berechneten nutzbaren Dampfverbrauch und dem durch Speisewassermessung ermittelten Verbrauch im Zylinder ergeben

Fig. 38.

Steuerung der Niederdruckventile von Weyher & Richemond.

haben. Der Verbrauch betrug 6,18 kg gesättigten Dampf bei 6 at abs. Eintrittspannung und 9 at abs. Spannung im Mantel. Hierzu kommt ein Mantelkondensat von 0,610 kg pro PS_i-st. Die Maschine arbeitete ohne Kompression.

In Fig. 37 ist die von Cockerill ausgestellte Zwillingsverbundmaschine, Bauart François, dargestellt. Der Dampfmantel

Fig. 39 und 40.

Steuerschieber von Weyher & Richemond.

steht in beständiger Verbindung mit dem Raum beider Kolben, so daß sowohl die Kolbenflächen als auch die Außen- und Innenseiten der Laufbüchse vom Frischdampf geheizt werden. Durch Versuche, welche Vinçotte bezw. Hubert angestellt haben, sind folgende günstigsten Verbrauchzahlen ermittelt worden:

Maschinenart	Leistung PS_i	Druck kg/qcm	Ueberhitzung °C	Dampfverbrauch kg	Wärmeverbrauch WE	Mantel-Kondensationswasser vH
Einzylinder-Auspuff mit Corliss-Steuerung	108,5	11,14	32	7,642	5089	2,98
Einzylinder-Kondensation mit Corliss-Steuerung	90,12	10,18	42	5,696	3887	3,86
Verbund-Kondensation mit Kolbenschiebersteuerung . .	188,7	8,82	gesättigt	5,092	3367	nicht angegeben

Fig. 41 bis 44. Walzenzugmaschine der Société John Cockerill.

Fig. 41 und 42.

Maßstab 1 : 80.

Die hier mitgeteilten Ergebnisse bezüglich des Wärmeverbrauches beider Maschinen sind selbst bei Anwendung höchster Ueberhitzung selten erreicht worden, und da der Ruf der Versuchsleiter die Richtigkeit der Ermittlungen verbürgt, so hat man es hier auf jeden Fall mit höchst beachtenswerten Bestrebungen zu tun.

Versuche, die an der Verbundmaschine mit schwacher Ueberhitzung vorgenommen wurden, ergaben keine besseren Zahlen; doch sind die Versuche nach dieser Richtung noch nicht abgeschlossen.

Die Maschinen von Lachaussée und Cockerill haben Kolbenschiebersteuerung. Die von dem erfindungsreichen Bonjour herrührende Steuerung der ersteren Maschine löst die kinematisch interessante Aufgabe, mit nur einem — hier geteilten — Schieber die Füllung bei sonst gleich bleibender Dampfverteilung zu ändern, was durch Zusammenwirken zweier Exzenter, deren eines vom Exzenterregulator verstellt wird, erreicht ist.

Die von Weyher & Richemond ausgestellte Tandemmaschine weist einen einfachen, kettenschlüssigen Antrieb der Niederdruckventile nach Fig. 38 auf. Das eigenartige Steuerorgan derselben Maschine ist in Fig. 39 und 40 dargestellt. Der ringförmige Schieber ist nach Art der Kolbenringe aufgeschnitten, so daß er, in die engere Bohrung des Schiebergehäuses eingesetzt, sowohl durch die eigene Federung als auch durch den Dampfdruck fest gegen die Gehäusewand gepreßt wird. Um beim Beginn der Schieberbewegung die bedeutende Pressung zu überwinden, ist die innere Wand des Schiebers kegelförmig ausgeführt, so daß beim Aufwärtsgang der Spindel der gleichgestaltete Mitnehmer den Schieber zusammenzieht und dadurch die Pressung aufhebt.

Zur Ausstellung der Berg- und Hüttenwerksmaschinen übergehend, weise ich zunächst auf die schöne Modellsammlung in der Sonderausstellung des Rheinisch-Westfälischen Kohlensyndikates hin, die eine Reihe mustergültiger Bergwerksmaschinenanlagen wiedergibt. Diese Sammlung, welche den hohen Stand der maschinellen Ausrüstung unsrer Bergwerke wirksam vor Augen führt, gewinnt dadurch, daß die äußerst naturgetreu ausgeführten Maschinenmodelle in Verbindung mit Schachtanlagen usw. dargestellt sind, besondern Wert.

In der Hauptmaschinenhalle fallen durch ihre bedeutenden Abmessungen und durch Schönheit in Ausführung und Formgebung die beiden Fördermaschinen sowie die Walzenzugmaschine von Cockerill auf. Letztere, die in den Nachmittagstunden durch einen Elektromotor angetrieben wird und den gewaltigsten Ausstellungsgegenstand darstellt,

Fig. 43 und 44.

Maßstab 1 : 40.

ist besonders bemerkenswert wegen der Uebersichtlichkeit, mit der das Triebwerk angeordnet ist.

Fig. 41 bis 44 geben diese Walzenzugmaschine wieder. Die Geradführungen zeigen die im Flußschiffsmaschinenbau übliche Ausführungsart, um Zugänglichkeit und Uebersichtlichkeit der Kreuzköpfe und Stopfbüchsen besser zu wahren. Die Zylinder ruhen auf einer gemeinsamen Grundplatte, mit der zur Ermöglichung der Längsbewegung nur der vordere Teil des Hochdruckzylinders fest verbunden ist.

Die Exzenter der mittels Hülfsmaschine verstellbaren Allan-Steuerung, die für jede Maschine besonders ausgeführt ist, sind auf einer Steuerwelle aufgekeilt, die durch doppelten Zahnradtrieb mit der Hauptwelle verbunden ist. Als Vorteile der bekannten Anordnung sind gute Uebersicht auch des Steuerungstriebwerkes, bequeme Zugänglichkeit der Schieberstangen-Stopfbüchsen und kleinere Exzenter zu nennen.

Die von J. J. Gilain und der Gesellschaft La Meuse ausgestellten Fördermaschinen stimmen in der Anordnung der äußeren Steuerung mit der von Salomon in Z. 1890 S. 1018 beschriebenen Fördermaschine überein. Die Kulissensteuerung betätigt eine Schwingscheibe, an der die Ventilzugstangen angreifen. Die Ausklinksteuerung[1]) wird vom Regulator beeinflußt. Bezüglich der Ventillage weicht die Gilainsche Maschine von der in Fig. 45 dargestellten Maschine der Gesellschaft La Meuse insofern ab, als bei ihr zur Vermeidung der großen Ausladung des Steuertriebwerkes die Ventile nicht im Scheitel des Zylinders liegen, sondern mehr seitlich angesetzt sind.

Beide Maschinen haben Bobinen und Gegengewichtsbremsen. Ebenfalls sind bei beiden die Ventile in den Deckeln gelagert, und die Mäntel und Deckel werden von einem besondern Kessel mit höherer Spannung geheizt.

Fig. 45.

Fördermaschine der Gesellschaft La Meuse.

Die Hochdruckzylinder werden durch je einen, die Niederdruckzylinder durch je zwei Kolbenschieber mit innerer Einströmung gesteuert. Die Schieber sind untereinander auswechselbar und werden von den auf den Laternen gelagerten Schwingwellen bewegt.

Die Frischdampfventile und die Stauventile werden durch die auf dem mittleren Niederdruckzylinder befindliche Hülfsmaschine verstellt.

Die Zylinder werden mit Frischdampf geheizt; der Raum um den Hochdruckmantel dient als Aufnehmer. Um Druckschwankungen des Aufnehmerdampfes auszugleichen, stehen die Ueberströmrohre durch eine kleinere Rohrleitung miteinander in Verbindung. Durch ein besondres Ventil kann aus der Dampfzuleitung des mittleren Hochdruckzylinders Frischdampf in den Aufnehmer übergeführt werden.

Allzu hohe Kompression wird durch Ventile verhindert, welche nach dem Frischdampfraum bezw. nach dem Aufnehmer hin öffnen. Außerdem sind besondre Sicherheitsventile vorgesehen.

Gemeinsam ist den Maschinen weiterhin, daß der Maschinenführer jederzeit die Einwirkung des Regulators auf die Steuerung unterbrechen und mit voller Füllung arbeiten kann.

Um stets Gegendampf einlassen zu können, beträgt die kleinste Füllung, welche die Gilainsche Maschine gibt, 15 vH. Aus demselben Grunde schließt die Baumannsche Sicherheitsvorrichtung bei ihrem Eingreifen nicht das Frischdampfventil, sondern ein in der Auspuffleitung befindliches Ventil.

Die Bremse dieser Maschine ist in Fig. 46 und 47 dargestellt. Die Kolbenstange trägt an ihrem unteren Ende das Bremsgewicht, während der Gabelzapfen mit der Bremse selbst verbunden ist. Tritt Dampf unter den Kolben, so wird die Bremse gelöst. Damit sie allmählich und nicht ruckweise einfällt, ist in die Auspuffleitung ein Drosselhahn eingeschaltet, der bei Verstellung des Dampfschiebers durch den Maschinenführer in seiner eingestellten Lage verharrt und

[1]) Eine Darstellung der an der Maschine der Société La Meuse angebrachten Timmermans-Steuerung gibt Fig. 69 in Z. 1890 S. 1017.

Fig. 46 und 47. Bremse der Fördermaschine von J. J. Gilain.

den Gegendruck des ausziehenden Dampfes erhöht, so daß das Gewicht langsam sinkt. Bei diesem Anziehen der Bremse durch den Führer sind die Grenzlagen des Hebels L in a und b gegeben, da der Ausschlag nach links durch den oberen Zapfen des Hebels n, nach rechts durch das Ende der Schieberstange begrenzt ist. Wird der Hebel n, der lose auf seiner Welle sitzt, beim Zuhochtreiben des Fördergestelles nach rechts gezogen, so gelangt Hebel L in die Lage c, der Anschlag m verschiebt die Platte p, und das fallende Gewicht Q, welches durch Ketten mit dem Drosselhahn verbunden ist, öffnet diesen vollständig.

Nach der Betätigung rückt der Maschinenführer mittels der Kurbel M die Vorrichtung wieder ein, die von ihm auch unmittelbar in Wirkung gesetzt werden kann.

Für den Entwurf beider Maschinen war der Gedanke maßgebend, durch Erzielung möglichst geringen Dampfverbrauches dem Wettbewerb der elektrischen Fördermaschine zu begegnen, und es ist bemerkenswert, daß trotz der großen Teufen von 1200 und 1500 m die Verbundwirkung nicht angewendet ist. Die hierbei maßgebend gewesene Annahme, daß die übliche Verbundmaschine mindestens den gleichen Dampfverbrauch aufweise wie die auf der Ausstellung vorgeführten Zwillingsmaschinen, läßt sich jedenfalls nicht von der Hand weisen, wenn es den Firmen gelingt, den gewährleisteten Dampfverbrauch von 14 kg für die Schachtpferdestunde — Kondensation vorausgesetzt — wirklich zu erreichen. Die weitgetriebene Expansion, die allerdings infolge der Wahl der leichten Bobinen eine sehr ungleichmäßige Drehgeschwindigkeit und starkes Schlagen der Seile bedingen wird, sowie die Heizung der Mäntel und Deckel mit Dampf von höherer Spannung lassen nach den Erfahrungen, welche bezüglich des letzteren Punktes an der Lachausséeschen Maschine gemacht worden sind, eine besonders wirtschaftliche Arbeitsweise erwarten.

Von den ausgestellten Kompressoren ist der von der Maschi-

Fig. 48 und 49. Kompressor der Maschinenbau-A.-G. Humboldt.

nenbau-A.-G. Humboldt in Kalk vorgeführte Gutermuthsche Kompressor, Fig. 48 und 49, zu erwähnen, dessen Anordnung besondre Vorteile in bezug auf Raumbedarf, Transportfähigkeit und Aufstellung zeigt. Die Verdichtung erfolgt durch Stufenkolben. Die Gutermuthschen Spiralklappen[1]), welche sehr günstige Strömungsverhältnisse ergeben, sind in eingeschobenen Kegelgehäusen angeordnet, so daß sie leicht nachgesehen und ausgewechselt werden können. Der Rahmen und der Zylinder, welcher Mantel- und Aufnehmerheizung besitzt, sind in einem Stück gegossen. Die Dampfmaschine, deren Füllung einstellbar ist, wird durch Drosselung geregelt.

[1]) Z. 1902 S. 1456.

Theorie und Berechnung der Vollturbinen und Kreiselpumpen.

Von **H. Lorenz**.

Die Turbinen bestehen in der Hauptsache aus einem mit Schaufeln versehenen Rade, dem sogenannten Laufrade, welches von dem an den Schaufeln hinströmenden Wasser mechanische Energie aufnimmt und mittels der mit dem Rade fest verbundenen Welle nach außen abgibt. Umgekehrt kann auch durch die Schaufeln des Laufrades Energie an das Wasser übertragen werden, wobei dieses gehoben wird, die Maschine somit als Pumpe wirkt und als Schleuder- oder Kreiselpumpe bezeichnet wird. In beiden Fällen haben wir es mit der Bewegung des Wassers durch rotierende Kanäle zu tun, die einerseits von den Schaufeln des Laufrades, anderseits von dessen festen Wandungen (den Kränzen) eingeschlossen sind. Erfüllt das Wasser diese Kanäle, wie wir zunächst voraussetzen wollen, durchaus, so spricht man im ersten Falle von Vollturbinen im Gegensatz zu den hier nicht behandelten Freistrahlturbinen, welche für die Umkehrung, also für die Pumpen, überhaupt nicht in Frage kommen.

Wesentlich für die Strömung durch rotierende Kanäle ist die Energieabgabe oder -aufnahme von seiten des Wassers, die nur durch ein äußeres Moment hervorgerufen werden kann. Da das Moment auf jeden Fall durch die Schaufeln übertragen wird, so üben diese auf das Wasser eine Zwangsbeschleunigung q aus, die in drei Komponenten q_r, q_n, q_z in radialer, tangentialer und axialer Richtung zerlegt werden kann. Damit nehmen die auf ein Zylinderkoordinatensystem bezogenen Grundgleichungen der Hydrodynamik die Form an, Fig. 1 und 2:

$$\left.\begin{aligned} q_r - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{w_n^2}{r} &= \frac{dw_r}{dt} \\ q_n - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial \varphi}\frac{1}{r} - \frac{w_r w_n}{r} &= \frac{dw_n}{dt} \\ q_z - \frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial z} + g &= \frac{dw_z}{dt} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

wobei wir die z-Richtung mit derjenigen der Schwerkraft identifizieren und die Vertikalachse mit der Maschinenwelle zusammenfallen lassen. Die Geschwindigkeitskomponenten sind hierbei definiert durch

$$w_r = \frac{dr}{dt},\ w_n = r\frac{d\varphi}{dt},\ w_z = \frac{dz}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad (2),$$

während die resultierende Geschwindigkeit w aus

$$w^2 = w_r^2 + w_n^2 + w_z^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

folgt. Multiplizieren wir nun unsre Gleichungen (1) der Reihe nach mit dr, $r d\varphi$, dz und addieren, so ergibt sich mit Rücksicht auf (2) und (3):

$$q_r dr + q_n r d\varphi + q_z dz + g dz - \frac{g}{\gamma} dp = w dw \quad (4),$$

eine Gleichung, deren erste drei Glieder offenbar das Element der an die Schaufeln von der Masseneinheit Wasser abgegebenen bezw. von dieser aufgenommenen Arbeit darstellen. Bezeichnen wir die der Gesamtarbeit eines Massenelementes entsprechende Gefällhöhe mit h, so ist

$$gh = \int (q_r dr + q_n r d\varphi + q_z dz) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5),$$

also nach Integration von Gl. (4)

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h - z_2 + z_1 = 0 \quad . \quad . \quad (6).$$

Die Integrationsgrenzen beziehen sich hierin auf den Ein- und Austritt des Wasserelementes aus dem Laufrade, so daß $z_2 - z_1$ die darin zu durchlaufende Höhe bedeutet, während in h alle etwaigen, hier nicht weiter zu verfolgenden Energieverluste schon inbegriffen sind. Wollten wir uns, wie es früher allgemein üblich war, nur mit der Betrachtung eines mittleren Wasserfadens auf seinem Wege durch die Turbine begnügen, so wäre $z_2 - z_1$ mit der mittleren Laufradhöhe identisch. Identifizieren wir dann noch unter Vernachlässigung aller Energieverluste die Höhe h mit dem Nutzgefälle oder der effektiven Förderhöhe des Wassers vom Ober- bis zum Unterwasserspiegel, so können wir nach Einführung einer in beiden Spiegeln identischen Zu- bezw. Abflußgeschwindigkeit w_0, sowie des auf ihnen gemeinsam lastenden Atmosphärendruckes p_0 die Gleichung (6) zerlegen in

$$\left.\begin{aligned} \frac{w_0^2 - w_1^2}{2g} + \frac{p_0 - p_1}{\gamma} + z_1 &= 0 \\ \frac{w_2^2 - w_0^2}{2g} + \frac{p_2 - p_0}{\gamma} + h - z_2 &= 0 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (6a).$$

Die erste dieser Formeln umfaßt den Zufluß des Wassers bis zum Laufrade, also bis zur Höhe z_1, wenn, wie in Fig. 3 angedeutet, die Nullebene des Koordinatensystems willkürlich in den Oberwasserspiegel verlegt wird; die zweite Formel

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

(6a) gilt dann für den Abfluß im Saugrohr. Da nun w_1 und w_2 jedenfalls viel größer ausfallen als w_0, so erkennt man sofort die Notwendigkeit, bei vollkommenen Turbinen oder Pumpen das Saugrohr sowie die Leitkanäle nach dem Laufrade hin verjüngt zu gestalten. Aus der Energiegleichung (6), in welcher nur die Differenz $z_2 - z_1$, nicht aber die absoluten Beträge dieser Vertikalabstände vorkommen, folgt ferner, daß die Lage der Turbine zwischen Ober- und Unterwasserspiegel für die Energieausnutzung ganz belanglos ist.

Von den besondern Bedingungen unsres Problems ist nun die Voraussetzung des Beharrungszustandes, d. h. einer stationären Strömung durch die ganze Maschine, die wichtigste. Sie erfordert die Unabhängigkeit des Bewegungszustandes von der Zeit, führt also auf

$$\frac{\partial w_r}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial w_n}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial t} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Weiter verlangen wir, daß der Bewegungszustand und der Druck auf allen Punkten eines Parallelkreises dieselben sind, daß also

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{\partial w_r}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{\partial w_n}{\partial \varphi} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial \varphi} = 0 \quad . \quad (8).$$

Diese Forderung, durch die das ganze ursprünglich dreidimensionale Problem auf ein zweidimensionales reduziert wird, setzt allerdings das Vorhandensein unendlich vieler Schaufeln voraus, zwischen denen dann natürlich die Aenderungen von p und w verschwindend klein werden. Damit vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung, die in allgemeinster Form für unser Koordinatensystem

$$\frac{\partial (w_r r)}{\partial r} + \frac{\partial w_n}{\partial \varphi} + \frac{\partial (w_z r)}{\partial z} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

lautet, in

$$\frac{\partial (w_r r)}{\partial r} + \frac{\partial (w_z r)}{\partial z} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9a)$$

mit einer Stromfunktion Ψ in der Meridianebene, Fig. 4, so zwar, daß

$$w_r = -\frac{1}{r}\frac{\partial \Psi}{\partial z}, \quad w_z = \frac{1}{r}\frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad . \quad . \quad . \quad (10).$$

Fig. 4.

Legen wir nun im Abstande z durch die Strömung eine Ebene senkrecht zur Achse, so strömt durch einen Ring vom Radius r und einer Breite dr in der Sekunde eine Flüssigkeitsmenge

$$dQ = 2\pi\gamma w_z r dr,$$

oder wegen Gl. (10)

$$dQ = 2\pi\gamma \frac{\partial \Psi}{\partial r} dr.$$

Integrieren wir diese Gleichung zwischen den Grenzen r' und r'', denen im Abstande z die Stromlinien Ψ' und Ψ'' entsprechen, so folgt für die zwischen diesen Stromlinien durchströmende Gesamtmasse:

$$Q = 2\pi\gamma(\Psi' - \Psi'') \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11),$$

d. h. die Parameter der Stromlinien im Meridianschnitte sind den innerhalb derselben durchströmenden Wassermengen direkt proportional.

Das Vorhandensein einer Stromfunktion ist demnach ganz unabhängig von dem eines Geschwindigkeitspotentials, welches wir jedenfalls hier nicht allgemein vorauszusetzen brauchen. Anderseits ist die Funktion Ψ, welche die Form der Stromlinien und, falls eine durchgängige Füllung der Maschine gefordert wird, auch diejenige der Wandungen des Laufrades sowie des Druck- und Saugrohres bedingt, ganz willkürlich, solange nur die Symmetrie um die Achse gewahrt bleibt. Während nun die Komponenten w_r und w_z sich unmittelbar aus Ψ ergeben, bleibt davon die dritte Komponente w_n gänzlich unberührt, und wir dürfen dafür eine von Ψ ganz unabhängige neue Funktion von r und z einführen.

Fig. 5.

Denken wir uns nach diesen Festsetzungen das Profil eines Laufrades durch zwei Stücke der Stromlinien Ψ' und Ψ'', Fig. 5, als Wandungen im Meridianschnitt begrenzt, so kennen wir die Geschwindigkeitskomponenten bei vorgelegten Eintrittsbedingungen in allen Punkten dieses Kranzquerschnittes.

Multiplizieren wir dann die erste und dritte der Gleichungen (1) mit dem Massenelement

$$dm = \frac{\gamma}{g} r dr d\varphi dz \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

und integrieren über das Gesamtvolumen, so erhalten wir

$$\left.\begin{aligned} \int q_r dm &= \iiint \frac{\partial p}{\partial r} dr r dz d\varphi + \int\left(\frac{dw_r}{dt} - \frac{w_n^2}{r}\right) dm \\ \int q_z dm &= \iiint \frac{\partial p}{\partial z} dz r dr d\varphi + \int\left(\frac{dw_z}{dt} - g\right) dm \end{aligned}\right\} \quad (1a).$$

Bezeichnen wir weiter mit

$$G = g\int dm$$

das augenblicklich im Laufrade befindliche Wassergewicht, ferner mit

$$\Delta p_z = \int \frac{\partial p}{\partial r} dr, \quad \Delta p_r = \int \frac{\partial p}{\partial z} dz$$

die Druckdifferenzen an den Laufradenden A und B längs einer Parallelen bezw. auf einer Normalen BC zur Achse, Fig. 5, und schließlich mit

$$P_r = \int q_r dm, \quad P_z = \int q_z dm$$

den Gesamtdruck der Schaufeln auf das Wasser in radialer bezw. axialer Richtung, so gehen die Formeln (1a), in denen wir wegen der Unveränderlichkeit aller Werte mit φ nach dieser Variabeln sofort die Integration ausführen können, über in

$$\left.\begin{aligned} P_r &= 2\pi\int \Delta p_z r dz + \int\left(\frac{dw_r}{dt} - \frac{w_n^2}{r}\right) dm \\ P_z &= 2\pi\int \Delta p_r r dr + \int \frac{dw_z}{dt} dm - G \end{aligned}\right\} \quad (13).$$

Hierin bedeuten die ersten Integrale rechts nichts andres als die hydraulischen Gesamtdrücke auf eine Zylinder- bezw. Horizontalprojektion des Laufrades, während die zweiten Glieder Beschleunigungsdrücke darstellen. Die letzteren Integrationen sind nach Kenntnis der Abhängigkeit der Geschwindigkeitskomponenten von r und z sofort ausführbar, während die ersteren erst noch die Bestimmung der Drücke für jede Stelle im Innern des Kranzprofiles voraussetzen. Da die Kräfte (13) nur für die Festigkeitsberechnung der Räder und der Verbindung der Schaufeln mit dem Kranze von Interesse sind, wollen wir uns hier nicht weiter damit befassen.

Wir gehen vielmehr sofort zur zweiten Gl. (1) über, welche offenbar nach Multiplikation mit r mit der Momentengleichung der Masseneinheit Wasser identisch ist. Wegen

$$\frac{w_r w_n}{r} + \frac{dw_n}{dt} = \frac{1}{r}\frac{w_n dr + r dw_n}{dt} = \frac{1}{r}\frac{d(w_n r)}{dt}$$

sowie mit Rücksicht auf die Bedingungen (8) und (9) können wir dafür auch kürzer schreiben:

$$q_n r = \frac{d(w_n r)}{dt} = w_r \frac{\partial (w_n r)}{\partial r} + w_z \frac{\partial (w_n r)}{\partial z} \quad . \quad (14).$$

Durch Multiplikation mit dem Massenelement (12) und Integration über das ganze Kranzvolumen folgt dann das Drehmoment des Rades zu

$$\mathfrak{M} = \int q_n r\,dm = \frac{\gamma}{g}\iiint \left\{ w_r r \frac{\partial (w_n r)}{\partial r} + w_z r \frac{\partial (w_n r)}{\partial z} \right\} dr\,dz\,d\varphi$$

oder, da die Integration über φ sofort ausführbar ist:

$$\mathfrak{M} = 2\pi \frac{\gamma}{g}\iint \left\{ w_r r \frac{\partial (w_n r)}{\partial r} + w_z r \frac{\partial (w_n r)}{\partial z} \right\} dr\,dz \quad (15),$$

worin sich die Auswertung in Uebereinstimmung mit dem schon oben betonten zweidimensionalen Charakter des Problems nur noch über einen Kranzquerschnitt in der Meridianebene zu erstrecken hat. Führt man für die Produkte $w_r r$ und $w_z r$ ihre Werte aus Gl. (10) ein, so geht Gl. (15) über in

$$\mathfrak{M} = -2\pi \frac{\gamma}{g}\iint \left\{ \frac{\partial \Psi}{\partial z}\frac{\partial (w_n r)}{\partial r} - \frac{\partial \Psi}{\partial r}\frac{\partial (w_n r)}{\partial z} \right\} dr\,dz \quad (15a),$$

worin der Integrand verschwindet, wenn

$$w_n r = f(\Psi)$$

gewählt wird, da alsdann ja längs der Stromlinien $(w_n r)$ konstant wäre, also keine Rotationsbeschleunigung auf das Wasser ausgeübt werden könnte. Es darf deshalb $w_n r$ keinesfalls eine Funktion der Stromfunktion selbst oder im besondern Falle keine Konstante (Ψ^0) sein.

Das Drehmoment hängt nun mit der Nutzarbeit L in der Zeiteinheit durch die Winkelgeschwindigkeit ω des Laufrades zusammen, so zwar, daß

$$L = \mathfrak{M}\,\omega = \int q_n r\,\omega\,dm \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

ist. Anderseits ist aber nach Gl. (5) die Nutzarbeit auch

$$L = \int \left(q_r \frac{dr}{dt} + q_n r \frac{d\varphi}{dt} + q_z \frac{dz}{dt} \right) dm \quad . \quad . \quad (5a)$$

oder

$$q_n r\,\omega = q_r \frac{dr}{dt} + q_n r \frac{d\varphi}{dt} + q_z \frac{dz}{dt} \quad . \quad . \quad (5b).$$

Führen wir nun in diese Gleichung an Stelle der absoluten Verdrehung φ des Fahrstrahles r eines Elementes dm dessen relative Verdrehung χ, gemessen auf dem mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Rade, ein, so ist

$$d\varphi = d\chi + \omega\,dt \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17),$$

und wir erhalten damit aus Gl. (5b)

$$q_r dr + q_n r\,d\chi + q_z dz = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (5c).$$

Die Veränderlichen r, z und χ sind aber die Koordinaten der relativen Wasserbahn des Elementes, welche ihrerseits wieder längs der Schaufel hinläuft. Somit besagt Gl. (5c) nichts andres, als daß die resultierende Zwangsbeschleunigung q senkrecht auf der relativen Wasserbahn, oder, da die nebeneinander an der Schaufel hinströmenden Wasserfäden keine Zwangsbeschleunigungen aufeinander ausüben, auch normal zur Schaufel selbst stehen muß. Es ist dies ein aus der Mechanik starrer Körper wohlbekannter Satz, den wir somit auch an die Spitze unsrer Darlegungen hätten stellen können.

Schreiben wir nunmehr auf Grund von Gl. (14) die Momentengleichung in der Form

$$\mathfrak{M} = \int \frac{dm}{dt}\, d(w_n r) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15b),$$

so können wir, wenn sich $w_n r$ für alle Elemente in gleicher Weise ändert, d. h. für alle denselben Anfangswert $(w_n r)_1$ und Endwert $(w_n r)_2$ hat, auch die in der Zeiteinheit durch das Rad strömende Wassermenge

$$Q = g \frac{dm}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

vor das Integralzeichen setzen und an Stelle von Gl. (15b) schreiben:

$$\mathfrak{M} = \frac{Q}{g}\left\{ (w_n r)_2 - (w_n r)_1 \right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19).$$

Diese Formel, welche schon Euler 1754 für einen unendlich dünnen Wasserfaden abgeleitet hatte, diente bisher ausschließlich als Grundlage für die Theorie, ohne daß man sich immer von ihrer beschränkten Gültigkeit Rechenschaft ablegte. Sie bleibt aber, und das ist für die Neukonstruktion von Turbinen und Kreiselpumpen von Wichtigkeit, streng richtig, wenn man die Ein- und Austrittsöffnungen des Laufrades im Meridianschnitte nach Kurven $f(r, z)$ gestaltet, für welche

$$f(r, z) = (w_n r)_1, \; f(r, z) = (w_n r)_2 \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

wird. Wir erhalten also für das Strömungsbild im Meridianschnitte, Fig. 6, neben den Stromlinien Ψ eine Schar von Kurven

$$f(r, z) = w_n r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21),$$

welche mit der Stromlinienschar die ganze Wasserbewegung eindeutig bestimmt.

Denken wir uns jetzt aus diesem Bilde das Profil des Laufradkranzes einer Turbine oder einer Pumpe derart herausgeschnitten, daß je zwei Stromlinien Ψ' und Ψ'' die festen Wandungen bilden, während zwei Linien $(w_n r)_1$ und $(w_n r)_2$ die Schaufelenden im Meridianschnitt darstellen, so ergibt sich sofort mit Gl. (2) aus

$$\frac{w_n}{w_r} = \frac{r\,d\varphi}{dr}$$

die Gleichung das absoluten Wasserweges im Grundriß:

$$\varphi = \int_{r_1}^{r} \frac{w_n}{r\,w_r}\,dr = -\int_{r_1}^{r} \frac{f(r, z)\,dr}{r\,\frac{\partial \Psi}{\partial z}} \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

Fig. 6.

Darin ist der dem Eintrittsradius r_1 entsprechende Winkel φ_1 willkürlich gleich null gesetzt, so daß φ nunmehr den Winkel eines beliebigen Fahrstrahles mit r_1 im Grundriß angibt. Die in Gl. (22) angedeutete Integration ist stets durchführbar, nachdem die Veränderliche z mit Hülfe der Gleichung der zugehörigen Stromlinie Ψ eliminiert worden ist.

In genau derselben Weise ergibt sich alsdann noch mit Gl. (17) der relative Wasserweg zu

$$\chi = \varphi - \omega \int_{r_1}^{r} \frac{dr}{w_r} = -\int_{r_1}^{r} \frac{f(r, z)}{r\,\frac{\partial \Psi}{\partial z}}\,dr + \omega \int_{r_1}^{r} \frac{r\,dr}{\frac{\partial \Psi}{\partial z}} \quad (23),$$

womit bei vorgelegtem Verlauf des Schaufelendes im Eintrittsquerschnitt die ganze Schaufelform gegeben ist.

Da nun die durch unsre Anordnung erzwungene Gültigkeit der Eulerschen Formel (19) die gleiche Aenderung des Momentes $w_n r$ der Rotationskomponente der Geschwindigkeit für alle Wasserelemente bedingt, so liefert jedes derselben nicht nur denselben Beitrag zum Drehmoment des Laufrades, sondern auch nach Gl. (16) zur Nutzarbeit. Die nach den vorstehenden Grundsätzen gebauten Turbinen und Pumpen verheißen demnach den denkbar günstigsten Energieumsatz.

Setzen wir beispielsweise[1])

$$\Psi = a r^2 z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24),$$

[1]) Diese Formel hat schon Prášil für die Gestaltung der Saugrohre von Francis-Turbinen vorgeschlagen, und zwar in der sehr lesenswerten Abhandlung »Ueber Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshohl

so folgt sofort

$$w_r = -ar, \quad w_z = 2az \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25),$$

und wir erhalten das Strömungsbild Fig. 7, das übrigens ohne weiteres auch zur Konstruktion des Saugrohres dienen kann.

Darin können wir sofort den nahezu axialen Teil für das Profil einer Axialturbine, den mehr radial verlaufenden Teil für das einer Radialturbine oder einer Schleuderpumpe verwenden, wie es in Fig. 7 angedeutet ist, während das dazwischenliegende Feld für die Axial-Radialturbine (nach ihrem Erfinder auch Francis-Turbine genannt) oder für Kreiselpumpen verfügbar bleibt.

Verlangt man dann noch, daß die Rotationskomponente w_n im Austrittsquerschnitt verschwindet, so vereinfacht sich die Momentengleichung (19) in

$$\mathfrak{M} = -\frac{Q}{g}(w_n r)_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19a),$$

und wir können alsdann das aus dem Rad austretende Wasser ohne Führung durch sogenannte Effusorschaufeln sich selbst überlassen. Dieser Bedingung wird man in Anbetracht des Umstandes, daß für Axialturbinen nur eine Abhängigkeit der

Fig. 7.

Größe $w_n r$ von z, für Radialturbinen von r und nur bei Francis-Turbinen von beiden Veränderlichen in Frage zu kommen braucht, am einfachsten gerecht durch die Ansätze[1])

für Axialturbinen $\quad w_n r = b(z - z_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21a),$

für Radialturbinen und Schleuderpumpen $\Big\} \; w_n r = b(r - r_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21b),$

für Francis-Turbinen und Kreiselpumpen $\Big\} \; w_n r = b^2 r^2 - c^2 z^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21c).$

Hierin bedeutet z_2 die Höhe der Austrittsebene des Laufrades der Axialturbine, r_2 den Austrittsradius der Radialturbine und

$$br = \pm cz \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21d)$$

die Gleichung der zu Gl. (21c) gehörigen Hyperbelasymptoten, welche mithin für die Francis-Turbinen bei verschwindendem $(w_n r)_2$ eine kegelförmige, also im Meridianschnitte geradlinige Austrittsöffnung bedingen, Fig. 8.

Angesichts ihrer praktischen Bedeutung wollen wir diese Form der Francis-Turbine und der Kreiselpumpe noch etwas eingehender verfolgen. Bezeichnen wir die Koordinaten eines Punktes im Eintrittsquerschnitt mit r_1, z_1, diejenigen eines Punktes im Austrittsquerschnitt mit r_2, z_2, so ergeben sich die beiden Konstanten b^2 und c^2 in Gl. (21c) sofort aus

$$\left.\begin{array}{l} b^2 r_2^2 - c^2 z_2^2 = 0 \\ b^2 r_1^2 - c^2 z_1^2 = (w_n r)_1 \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26),$$

räume« (Schweiz. Bauzeitung 1903), deren Entwicklung sich ebenfalls auf die hydrodynamische Kontinuitätsgleichung in Zylinderkoordinaten gründet.

[1]) Andere, nicht ganz so einfache Ansätze habe ich in meiner Abhandlung »Neue Grundlagen der Turbinentheorie«, Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen 1905, gegeben und mit ihnen Beispiele für Axial- und Francis-Turbinen durchgerechnet.

während $(w_n r)_1$ durch Gl. (19a) bei bekanntem Moment $\mathfrak{M}$ gegeben ist. Dieses Moment $\mathfrak{M}$ folgt ohne weiteres aus Gl. (16) bei vorgeschriebener Winkelgeschwindigkeit ω, oder, wenn wir als einzigen Erfahrungskoeffizienten den sogenannten hydraulischen Wirkungsgrad η einführen, für die Turbine aus

$$\mathfrak{M}\omega = \eta L = \eta Q h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16a)$$

bezw. für die Kreiselpumpe aus

$$\eta \mathfrak{M} \omega = Q h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16b).$$

Führen wir dann noch die Werte von w_r aus (Gl. 25) und w_n aus Gl. (21c) in die Formeln (22) und (23) ein, so erhalten wir nach Elimination von z mit Hülfe von Gl. (24) für den absoluten Wasserweg:

$$\varphi = -\frac{b^2}{a} \ln \frac{r}{r_1} - \frac{c^2 \Psi^2}{6a^3}\left(\frac{1}{r^6} - \frac{1}{r_1^6}\right) \quad . \quad . \quad (22a),$$

und für die auf der Laufradschaufel verlaufende Relativbahn:

$$\chi = \frac{\omega - b^2}{a} \ln \frac{r}{r_1} - \frac{c^2 \Psi^2}{6a^3}\left(\frac{1}{r^6} - \frac{1}{r_1^6}\right) \quad . \quad . \quad (23a),$$

womit alle Formeln zur Berechnung des Laufrades gegeben sind.

Fig. 8.

Beispiel.

Der Gang der Berechnung selbst möge durch folgendes Zahlenbeispiel näher erläutert werden.

Es sei eine Wassermenge von $Q = 600$ kg/sk mit einem Gefälle von $h = 5$ m verfügbar; die zu konstruierende Turbine möge $n = 150$ Uml./min machen, woraus

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 15{,}7$$

folgt. Mit einem Wirkungsgrade $\eta = 0{,}85$ ergibt sich dann eine Leistung von

$$N = \frac{\eta Q h}{75} = 34{,}0 \text{ PS},$$

sowie aus Gl. (16a) ein Moment

$$-\mathfrak{M} = \frac{\eta Q h}{\omega} = 162{,}4 \text{ mkg},$$

also aus Gl. (19a)

$$(w_n r)_1 = -\frac{\mathfrak{M} g}{Q} = 2{,}655 \text{ qm/sk}.$$

Setzen wir nun den größten Eintrittsradius auf der Stromlinie Ψ' zu $r_1' = 0{,}4$ m fest, so entspricht ihm eine Rotationsgeschwindigkeit des Wassers von

$$w_{n_1}' = \frac{(w_n r)_1}{r_1'} = 6{,}64 \text{ m/sk}.$$

Weiter sei die Radialgeschwindigkeit an diesem Punkte $w_{r_1}' = -2{,}5$ m/sk und damit die Konstante a aus Gl. (25)

$$a = -\frac{w_{r_1}'}{r_1'} = 6{,}25 \text{ sk}^{-1}.$$

Die axiale Austrittsgeschwindigkeit am äußeren Rand auf Ψ' werde ferner zu $w_{z_2}' = 3$ m/sk gewählt, womit sich

nach Gl. (25) die entsprechende Höhenlage dieses Punktes zu

$$z_2' = \frac{w_{z2}'}{2a} = 0{,}24 \text{ m}$$

ergibt. Ist r_2' der zugehörige Radius, so hätte man, unter r_0 den Radius der Stromlinie Ψ'' für die Ordinate z_2' verstanden,

$$\pi\gamma(r_2'^2 - r_0^2)\, w_{z_2}' = Q$$

oder

$$\pi(r_2'^2 - r_0^2) = 0{,}2 \text{ qm}.$$

Dieser Bedingung wird genügt durch die Werte

$$r_2' = 0{,}3 \text{ m}, \quad r_0 = 0{,}163 \text{ m},$$

woraus sofort mit Gl. (24)

$$\Psi' = a r_2'^2 z_2' = 0{,}135$$

$$\Psi'' = a r_0^2 z_2' = 0{,}040$$

und die zum Radius r_1' auf Ψ' gehörige Ordinate

$$z_1' = \frac{\Psi'}{a r_1'^2} = 0{,}135 \text{ m}$$

folgt. Die dem Schnitte der Eintrittshyperbel $(w_n r)_1$ mit Ψ'' entsprechende Ordinate z_1'' wird nur wenig von

$$z_0 = \frac{\Psi''}{a r_1'^2} = 0{,}04 \infty z_1''$$

abweichen; man dürfte übrigens in der Praxis den Schnittpunkt beider Kurven bequem zeichnerisch ermitteln. Setzen wir nun unsre Werte von r_1', z_1', r_2', z_2' sowie $(w_n r)_1$ in Gl. (26) ein, so berechnen sich die beiden Konstanten zu

$$b^2 = 20{,}1, \quad c^2 = 31{,}2,$$

und damit folgt aus Gl. (21c) der Eintrittsradius auf der Stromlinie Ψ'' zu

$$r_1'' = \sqrt{\frac{(w_n r)_1 + c^2 z_1''^2}{b^2}} = 0{,}367 \text{ m},$$

während die Austrittskoordinaten z_2'', r_2'' auf Ψ'' zufolge Gl. (21d) durch

$$z_2'' = \frac{z_2'}{r_2'} r_2'' = 0{,}8\, r_2''$$

verbunden sind und sich mit

$$\Psi'' = 0{,}04 = a r_2''^2 z_2''$$

zu

$$z_2'' = 0{,}16 \text{ m},$$
$$r_2'' = 0{,}2 \text{ m}$$

ergeben. Damit aber ist das ganze Kranzprofil festgelegt und kann, wie in Fig. 9 geschehen ist, maßgerecht aufgezeichnet werden.

Fig. 9.

Zur Bestimmung des Winkels α, den die Leitschaufel mit der Tangente am Umfange eines Eintrittsparallelkreises bildet, haben wir noch die Geschwindigkeiten w_n und w_r an den oberen Ecken des Eintrittsquerschnittes zu bestimmen. Wir erhalten:

$$w_{n_1}'' = \frac{(w_n r)_1}{r_1''} = 7{,}24 \text{ m/sk}; \quad w_{r_1}'' = -a r_1'' = -2{,}3 \text{ m/sk},$$

und mit den schon bekannten Werten

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{w_{r_1}'}{w_{n_1}'} = -0{,}377 \qquad \operatorname{tg}\alpha'' = \frac{w_{r_1}''}{w_{n_1}''} = -0{,}317$$

$$\alpha' = -20{,}6^0 \qquad \alpha'' = -17{,}7^0 \text{ (Fig. 10)},$$

also eine nur mäßige Veränderlichkeit im Eintrittsquerschnitt. Dann erhalten wir noch für die absolute und die relative Wasserbahn auf der äußeren und inneren Wandfläche des Laufrades, d. h. längs der Linien Ψ' und Ψ'', mit Gl. (22a) und Gl. (23a):

$$\varphi' = +0{,}487 \qquad \varphi'' = +1{,}425$$
$$\chi' = -0{,}235 \qquad \chi'' = -0{,}0912,$$

wonach sich die Schaufeln nur über einen geringen Bruchteil des ganzen Umfanges 2π erstrecken, also jedenfalls keine unzulässige Länge besitzen; s. Fig. 9.

Berechnet man dann noch die Umfangsgeschwindigkeit des Rades aus

$$u = r\omega \quad \ldots\ldots \quad (27),$$

so erhält man nach Fig. 10 sofort die Schaufelwinkel β gegen den Umfang im Horizontalschnitt durch

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{w_r}{u - w_n} \quad \ldots\ldots \quad (28).$$

Es ergibt sich so für die Schaufelenden:

$u_1' =$	6,28 m/sk	$u_2' =$	4,71 m/sk
$u_1'' =$	5,76 »	$u_2'' =$	3,14 »
$w_{n_1}' =$	6,64 »	$w_{n_2}' =$	0 »
$w_{n_1}'' =$	7,24 »	$w_{n_2}'' =$	0 »
$w_{r_1}' =$	− 2,50 »	$w_{r_2}' =$	− 1,88 »
$w_{r_1}'' =$	− 2,30 »	$w_{r_2}'' =$	− 1,25 »,

also mit Gl. (28):

$$\operatorname{tg}\beta_1' = 6{,}95 \qquad \operatorname{tg}\beta_2' = -0{,}40$$
$$\operatorname{tg}\beta_1'' = 1{,}55 \qquad \operatorname{tg}\beta_2'' = -0{,}40$$
$$\beta_1' = 81^0{,}83 \quad \beta_1'' = 57^0{,}16 \quad \beta_2' = \beta_2'' = -22^0.$$

Da die Formeln (22a) und (23a) ganz allgemein gelten, so kann man damit auch die Neigungen der absoluten und relativen Wasserbahnen an jeder Stelle der Schaufel berechnen oder aus den nach den Gleichungen verzeichneten Kurven entnehmen.

Drehte man das oben berechnete Laufrad in umgekehrter Richtung mit derselben Winkelgeschwindigkeit, so würden sich alle Vorzeichen der Geschwindigkeiten umkehren, und

Fig. 10.

man erhielte sofort eine Kreiselpumpe. Diese fördert mit einem Arbeitsaufwand von

$$N = \frac{\mathfrak{M}\omega}{75} = 34 \text{ PS},$$

welcher genau der von der Turbine geleisteten Arbeit mit dem hydraulischen Wirkungsgrade $\eta = 0{,}85$ entspricht, die Wassermenge von $Q = 600$ kg/sk auf eine Höhe

$$h = \frac{75 N\eta}{Q} = 3{,}61 \text{ m}.$$

Da die vorstehende Theorie einen stetigen Verlauf der absoluten Wasserbahnen nicht nur im Laufrade, sondern auch in den angrenzenden Teilen des Druck- und Saugrohres voraussetzt, so gilt sie auch nur für eine dem normalen Betriebe zugehörige Winkelgeschwindigkeit. Aendert sich die Winkelgeschwindigkeit, etwa infolge von Aenderungen der Belastung oder der verfügbaren Wassermenge, so wird auch diese Stetigkeit gestört, und es treten an den Uebergangstellen vom Laufrad in das Druck- und Saugrohr im allgemeinen Stoßwirkungen auf, die immer mit starken, niemals vollständig berechenbaren Energieverlusten verbunden sind.

Für die normale Umlaufzahl dagegen liefert unsre Berechnungsweise, die sich einmal auf die Erfüllung der hydrodynamischen Kontinuitätsgleichung gründet und weiter voraussetzt, daß die Schaufeln aus einem Netz von Stromlinien und solchen Kurven bestehen bezw. begrenzt sind, längs denen das Moment $w_n r$ der absoluten Rotationsgeschwindigkeit des Wassers kon-

stante, von Linie zu Linie aber veränderliche Werte besitzt, nicht nur ganz eindeutig die Form der Schaufeln des Laufrades, sondern auch in der Fortsetzung der absoluten Wasserbahnen diejenigen des Leitapparates oder Effusors. Anderseits ergibt im Zusammenhang hiermit die Fortsetzung der nach den Stromlinien Ψ verzeichneten Seitenwandungen des Laufrades die Begrenzung des Leitapparates sowie des Saug- und Druckrohres in unmittelbarer Nachbarschaft des Rades, woraus sich für Schleuderpumpen sofort die ganze Form des Gehäuses bestimmt.

Zu der bisherigen Turbinentheorie steht die vorliegende insofern in scharfem Gegensatz, als sie nicht mehr von der Verfolgung eines mittleren Wasserfadens ausgeht, sondern die Strömung als Ganzes umfaßt, und zwar mit Hülfe der schon erwähnten Bedingung der Kontinuität. Dadurch werden wir aller Rechnungen mit relativen Wassergeschwindigkeiten enthoben, so daß sich die vollständige Bestimmung aller Größen einschließlich der Schaufel- und Gehäuseform wesentlich vereinfacht, obwohl sie vermöge der deutlich hervortretenden Umkehrbarkeit der Strömung alle Arten von Vollturbinen und Kreiselpumpen umfaßt.

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 1602)

31) 5/7-gekuppelte Güterzuglokomotive der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R.

Diese Lokomotive ist eine von den 70 schweren Güterzuglokomotiven, die die genannte Gesellschaft im Herbst 1903 für ihre Gebirgsstrecken bei den Baldwin Locomotive Works in Bestellung gegeben hat. Die Gesamtanordnung ergibt sich aus den Figuren 451 bis 456. Die Hauptabmessungen sind aus den früheren Zahlentafeln 1 und 2 ersichtlich.

Der Kessel hat 2000 mm Dmr. und 446,5 qm Heizfläche.

Fig. 451 bis 456.

5/7-gekuppelte Güterzuglokomotive der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R.

Die Rostfläche beträgt 5,43 qm. Der Verbrennungsfaktor = 82,2 ist bei einem Gütefaktor der Heizfläche von 0,0927 wahrscheinlich zu groß. Der Gütefaktor des Entwurfes ist dagegen mit 0,292 recht gut.

Die Siederöhren haben bei der großen Länge von 6100 mm einen Durchmesser von 57,2 mm erhalten. Das Verhältnis der direkten zur indirekten Heizfläche ist 1:21,9, also sehr klein.

Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an, Fig. 457 bis 462. Entsprechend dem hohen Dampfdruck von 15,8 at hat der vorderste Kesselschuß eine Blechstärke von 22,2 mm, der zweite und dritte eine solche von 23,8 mm. Die Längsnähte der beiden vorderen Kesselschüsse weisen doppelte Laschennietung mit entsprechender Schweißung der beiden Nahtenden auf; die Längsnaht des dritten Kesselschusses mit Domaufsatz besteht aus der schon früher erwähnten inneren Dreieckslasche mit geschweißter Kesselnaht.

Die Form der Feuerbüchse ergibt sich aus der Lagerung und der Belastung der hintersten Treib- und Laufachse. Beide sind unter der Feuerbüchse gelegen. Die Rostfläche ist auf ihre ganze Länge wagerecht durchgeführt, da bei der Lage der hintersten Treibachse die direkte Heizfläche durch Herunterziehen der Feuerbüchse nicht merklich vergrößert worden wäre. Um die Belastung der hinteren Laufachse nicht über 13,6 t wachsen zu lassen, ist die Feuerbüchsrückwand erheblich abgeschrägt. Die Decke des Feuerbüchsmantels ist wagerecht, die der inneren Feuerkiste steigt mäßig nach vorn an. Die Seitenwände des Feuerbüchsmantels sind senkrecht, die der inneren Feuerkiste zur Förderung des Wasserumlaufes leicht geneigt. Decke und Seitenwände des Feuerbüchsmantels und der Feuerkiste bestehen je aus einem Blech.

Die Verankerung zwischen den Decken- und Seitenwänden besteht aus radial gerichteten Stehbolzen von 25,4 mm Stärke. Die beiden vorderen Reihen der Deckenanker sind nach Fig. 457 und 458 beweglich angeordnet. Außerdem ist die Rückwand des Feuerbüchsmantels mit Rücksicht auf den hohen Dampfdruck sowohl gegen die Decke und den hintersten Kesselschuß als auch gegen die Seitenwände durch eine ganz außergewöhnliche Zahl von Längsankern abgesteift.

Die Rostfläche wird durch zwei Feuertüren von 508 × 406 qmm Größe beschickt.

Die Rauchkammer ist mit dem Langkessel durch einen kräftigen eisernen Ring verbunden und hat die stattliche Länge von 2400 mm. Zwecks besserer Verbindung der Rauchkammer mit dem Sattelstück ist außerdem vor dem Ausschnitt im unteren Teil für den Durchtritt der Dampfröhren ein starker eiserner Ring von 152 mm Breite in die Rauchkammer eingezogen.

Der Aschkasten ist seitlich sehr stark eingezogen und zwischen die hinterste Treibachse und die Laufachse gelegt. Die Luft wird einmal durch Aschklappen in der Vorder- und Hinterwand zugeführt, die von Hand vom Führerhause aus bewegt werden können, zum andern durch seitliche Klappen zwischen Bodenring und Aschkasten, welche über die ganze Länge der Feuerbüchse durchgehen und in der Regel offen sind. Zur Entleerung der Asche und Schlacke dient ein wagerechter Schieber im Boden des Aschkastens, der mittels eines kleinen Preßluftzylinders bewegt wird.

Die Feuerbüchse ist auf dem Rahmen am vorderen Ende an jeder Seite mit einer gußeisernen Gleitplatte gelagert, die in einem entsprechenden, auf dem Rahmen befestigten Bock ruht. Diese beiden Lagerböcke sind zu einem gemeinsamen Gußstück ausgebildet und dienen gleichzeitig als Querversteifung des Rahmens. An der Hinterwand ist die Feuerbüchse in der üblichen Weise mit Hülfe eines Blechträgers auf den Rahmen gesetzt.

Der Langkessel ist außer durch das Sattelstück unter der Rauchkammer noch durch drei Blechträger unterstützt, deren Anordnung aus Fig. 451 ersichtlich ist.

Der Rahmen besteht aus Stahlguß und ist dreiteilig, Fig. 463 und 464. Der vorderste Teil, welcher zur Befestigung der Bufferbohle und der Niederdruckzylinder nebst Sattelstück dient, ist in der Mitte plattenförmig ausgeführt und zwecks Einbaues zwischen Niederdruckzylinder und Sattelstück im Querschnitt entsprechend vermindert, Fig. 464. Das

Fig. 457 bis 462. Lokomotivkessel.

Fig. 463 und 464. Rahmen.

hintere Ende ist zum Anbau des Hauptrahmens gabelförmig ausgezogen. Der Hauptrahmen dient zur Aufnahme der fünf Treibachslager und ist als Barrenrahmen durchgebildet. Er ist mit dem vorderen Rahmen in der üblichen Weise durch 5 bezw. 6 Bolzen von 38 mm Stärke verbunden. Der dritte Teil nimmt die hintere bewegliche Laufachse auf und ist seitlich gegen den Hauptrahmen geschraubt.

Die Querversteifung des Rahmens ist dürftig, namentlich diejenige des unteren Barrens des Hauptrahmens, die, wie Fig. 451 zeigt, nur aus drei gewöhnlichen Flacheisen besteht.

Die allgemeine Anordnung der Zylinder nebst Sattelstück ergibt sich aus Fig. 451 und 452. Die Dampfmaschine hat vier Zylinder, und zwar zwei Hochdruck- und zwei Niederdruckzylinder, die paarweise in Tandem-Verbundwirkung arbeiten; je ein Hoch- und ein Niederdruckzylinder sind also hintereinander in derselben Längsachse angeordnet und treiben dieselbe Achse an.

Der Hochdruckzylinder liegt schon wegen der Gewichtverteilung vor dem Niederdruckzylinder.

Die Vorteile der Tandem-Verbundwirkung sind dieselben wie bei der alten Vauclainschen Vierzylinderanordnung mit übereinander liegenden Zylindern: Sämtliche Teile der Dampfmaschine liegen außerhalb des Rahmens, sind daher leicht zugänglich; für die vier Zylinder sind nur zwei Steuerungen und zwei Triebwerke nötig.

Vor der Vierzylindermaschine mit übereinander liegenden Zylindern hat die Tandemanordnung bei Güterzuglokomotiven den Vorteil voraus, daß namentlich bei kleineren Treibraddurchmessern die Zylinder weniger schräg zu liegen brauchen und von da in den Auspuff treten kann, und daß beim Nachsehen und Auswechseln der Stopfbüchse der Hochdruckzylinder vollständig abgebaut werden muß.

In dieser Hinsicht sicherlich vorzuziehen ist die von den Baldwin Locomotive Works für dieselbe Bahngesellschaft in früheren Jahren ausgeführte getrennte Anordnung des Hoch- und des Niederdruckzylinders mit vier Stopfbüchsen, wenn auch nicht verkannt werden soll, daß die größere Baulänge wieder ein Nachteil ist.

Im übrigen hat die Tandem-Verbundanordnung den Nachteil der Vierzylinderbauart mit übereinander liegenden Zylindern, nämlich schwere Triebwerkmassen, die bei der erforderlichen Versetzung der Kurbeln um 90° große Schlingermomente und infolge der Summierung der Kolbenkräfte bedeutende Achslagerdrücke hervorrufen.

Die Dampfverteilung findet in folgender Weise statt, Fig. 465: Der Frischdampf tritt von der Stirnwand des Sattelstückes durch ein besonderes Dampfrohr in das Hochdruck-Schiebergehäuse. Der Hochdruckschieber hat innere Einströmung und äußere Ausströmung, und da für jede Zylinderseite ein besonderer Einströmkanal vorgesehen ist, so besteht der Hochdruckschieber aus zwei Schiebern, von denen jeder eine Kolbenseite des Hochdruckzylinders steuert. Durch diese Anordnung gestaltet sich die Anfahrvorrichtung sehr einfach, wie nachher noch erwähnt werden wird. Der Auspuffdampf tritt durch das Innere des Hochdruckschiebers unmittelbar nach dem Niederdruckschieber, der äußere Einströmung und innere Ausströmung hat. Der Auspuffdampf gelangt aus dem Schieberkasten des Niederdruckzylinders durch ein kurzes Verbindungsrohr nach dem Sattelstück zurück. Die Verbindungsstelle ist durch eine Stopfbüchse, Fig. 475, abgedichtet.

Zum Anfahren dient ein kurzes Verbindungsrohr zwischen den beiden Dampfkanälen des Hochdruckschiebers im Schiebergehäuse, wie Fig. 465 zeigt. In dieses Verbindungsrohr ist das Anfahrventil eingebaut, bei dessen Oeffnen Frischdampf durch das Innere des Hochdruckschiebers unmittelbar nach dem Niederdruckschieber und von da nach dem Niederdruckzylinder strömt. Da auf diese Weise auch auf die zweite Kolbenseite des Hochdruckzylinders Frischdampf geleitet wird, so wird je nach dem Grade der Abdrosselung des Dampfes im Anfahrventil die Arbeit im Hochdruckzylinder teilweise oder

Fig. 465.

Dampfzylinder.

Fig. 466 und 467.

Dichtung der Kolbenstange in der Scheidewand der Zylinder.

a_1, a_2, a_3, a_4 4 Dichtungssegmente des Metall-Dichtungsringes

und daß wechselnde Biegungsmomente im Kreuzkopf fortfallen. Ein Nachteil gegenüber der andern Anordnung liegt darin, daß zwei getrennte Schieber zur Anwendung kommen müssen, die zu bewegenden Massen somit schwerer und der Eigenwiderstand der Maschine größer wird. Ein weiterer Nachteil der gewählten Ausführung mit unmittelbar aneinander gebauten Zylindern besteht darin, daß die zwischen beiden Zylindern liegende Stopfbüchse der Ueberwachung unzugänglich ist, daß, falls sie undicht ist, der Frischdampf aus dem Hochdruckzylinder sofort in den Niederdruckzylinder

ganz aufgehoben. Bei der gewählten Zylinderanordnung ist diese Art des Anfahrens ohne Einfluß auf das Triebwerk. Die Anfahrvorrichtung ist, von der erforderlichen Unterteilung des Hochdruckschiebers abgesehen, außerordentlich einfach.

Die Dampfmaschine ist in der Weise ausgestaltet, daß zunächst das Sattelstück von den Zylindern getrennt ist. Dadurch ist erreicht, daß der vordere Teil des Rahmens als Plattenrahmen durchgeführt werden kann, gegen den das Sattelstück von innen und die Zylinder von außen geschraubt sind. Die Verbindung zwischen Dampfmaschine, Rahmen und

Kessel an dieser Stelle wird somit erheblich fester als bei der bisher üblichen Ausführung, und der Rahmen ist gegen Brüche an dieser Stelle wesentlich widerstandsfähiger, als dies bei gegabelten Barrenrahmen der Fall ist.

Jeder Zylinder nebst zugehörigem Schiebergehäuse besteht ferner aus einem besondern Gußstück. Die zusammengehörenden Hoch- und Niederdruckzylinder müssen natürlich sehr sorgfältig zentriert, gedichtet und befestigt sein. Zur Zentrierung der Zylinder dient eine stufenartige Ausdrehung der beiden einander berührenden Zylinderflansche, Fig. 467. Ein deckelartig ausgebildetes Zwischenstück dichtet den Hochdruckzylinder in einer zylindrisch eingeschliffenen Fläche, den Niederdruckzylinder in einer ebenen, zu der andern Dichtungsfläche somit senkrecht stehenden Fläche ab. Zentrierdeckel und Hochdruckzylinder sind gegen den Niederdruckzylinder durch Stiftschrauben befestigt.

Die gewählte Ausführung der Zentrierung und Dichtung hat die eine Unbequemlichkeit zur Folge, daß die Lage des Zwischendeckels nur durch die Lage des Hochdruckzylinders bedingt ist, so daß dieser Deckel in den Bohrungen des Niederdruckzylinderflansches radialen Spielraum haben muß. Bei der Montage des Hochdruckzylinders können somit die Stiftschrauben des Zwischendeckels

Fig. 468 bis 473.

Hoch- und Niederdruckzylinder nebst Schiebergehäusen.

Schnitt A-B-C-D-E.

Fig. 474 bis 478.

Sattelstück nebst Dampfein- und -ausströmrohren.

Schnitt F-G-H-J.

zunächst nicht fest angeschraubt werden, ehe nicht die Lage des Deckels durch Aufsetzen des Hochdruckzylinders geregelt ist. Der Hochdruckzylinder muß darauf noch einmal entfernt werden, und jetzt erst können die inneren Stiftschrauben endgültig für die nötige Dichtung angezogen werden. In dem Innenflansch des Hochdruckzylinders müssen geeignete Aussparungen für die Muttern der Zentrierdeckel-Stiftschrauben angebracht sein.

Die Schiebergehäuse werden durch die Schieberbüchsen zentriert, die zwar für jeden Zylinder getrennt ausgeführt sind, jedoch in der Weise, daß die Schieberbüchse für den Hochdruckzylinder in das Gehäuse des Niederdruckschiebers hineinreicht. Die Dichtung erfolgt durch eine regelrechte Stopfbüchse mit talkumgetränkten Asbestschnüren. Die Stiftschrauben, welche zum Anziehen der Stopfbüchse dienen, werden gleichzeitig zum Zusammenhalten der beiden Schiebergehäuse mitbenutzt.

Die Dichtung der Kolbenstange an der Durchtrittstelle durch die Scheidewand der beiden Zylinder hat eine doppelte Aufgabe zu erfüllen: sie muß einmal verhindern, daß der Dampf von einem Zylinder zum andern übertritt, und außerdem der Kolbenstange gestatten, sich zwanglos in radialer Richtung einzustellen, um zu verhüten, daß die Stopfbüchse sich frühzeitig abnutzt und undicht wird.

Zur Dichtung dienen einmal zwei vierteilige Metallringe, deren Backen durch je zwei nachstellbare Spiralfedern gegen die Kolbenstange gepreßt werden und deren Fugen in den beiden Ringen um 90° gegeneinander versetzt sind, sodann ein kegelförmiger Dichtungsring, der sich gegen einen entsprechend geformten Sitz im Flansch des Niederdruckzylinders legt, und zwar unter dem Druck von 4 Spiralfedern, die in Vertiefungen im Zentrierdeckel untergebracht sind und in senkrechter Richtung zu den vorher erwähnten Spiralfedern wirken, Fig. 466 und 467. Die Federn der beiden Dichtungsringe gestatten der Kolbenstange, sich unter dem Gewicht der beiden Kolben zwanglos einzustellen.

Die Einzelheiten des Hoch- und des Niederdruckzylinders nebst Schiebergehäusen geben Fig. 468 bis 473, diejenigen des Sattelstückes nebst Dampfein- und -ausströmrohren Fig. 474 bis 478 wieder. Fig. 479 zeigt ein Modell, welches die Zylinderanordnung dieser Maschine im Schnitt auf der Ausstellung vorführte.

Die Hauptmaße der Schieberbüchsen geben Fig. 480 und 481, während in Fig. 482 bis 486 die auf gemeinsamer Stange befestigten gußeisernen Kolbenschieber nebst den federnden Kolbenringen und ihrer Sicherung gegen Drehung dargestellt sind. Da die Kolbenschieber vom Hochdruckzylinder aus in das Schiebergehäuse eingeführt werden müssen, so mußte der Kolbenschieber des Hochdruckzylinders denselben Durchmesser erhalten wie der des Niederdruckzylinders, nämlich 330 mm.

Da der Hochdruckzylinder innere Einströmung hat, stehen die beiden Stopfbüchsen der Schiebergehäuse nur unter dem mäßigen Druck des Ueberströmdampfes.

Fig. 479.

Modell der Zylinderanordnung.

Das Inhaltsverhältnis des Hochdruckzylinders zum Niederdruckzylinder ist 1 : 2,84. Demgemäß konnten beide Zylinder gleiche Füllungen erhalten. Die normale Füllung beträgt 50 vH des Kolbenhubes.

Der größte Schieberweg mißt 152,4 mm, die äußere Ueberdeckung beim Hochdruckzylinder 22,2 mm, beim Niederdruckzylinder 19 mm, die innere Ueberdeckung beim Hochdruckzylinder — 6,4 mm, beim Niederdruckzylinder — 9,5 mm. Die Voreilung beträgt für den Hochdruckzylinder 0, für den Niederdruckzylinder 3,2 mm.

Die Schieber werden

Fig. 480 und 481. Schieberbüchse.

Fig. 482 bis 486. Kolbenschieber.

Fig. 487 bis 491. Exzenter.

Fig. 492 bis 494. Doppelhebel.

Fig. 495 bis 497. Steuerwelle nebst Ausgleichfeder.

von der dritten Treibachse aus durch Stephenson-Steuerung mit offenen Exzenterstangen angetrieben. Die Bewegung des Schwingensteines wird zunächst auf eine schwere, um die zweite Treibachse herumführende Schubstange innerhalb des Rahmens und von da zwischen der ersten und zweiten Treibachse mittels eines Doppelhebels auf eine außerhalb des Rahmens liegende Antriebstange übertragen.

Einzelheiten der Exzenter, Exzenterstangenköpfe, des Doppelhebels, der Steuerwelle nebst Ausgleichfeder und der Schwinge zeigen Fig. 487 bis 499.

Das Triebwerk ist infolge der Tandem-Verbundanordnung der Dampfzylinder sehr schwer; namentlich der Kreuzkopf und die Schubstange haben ganz gewaltige Abmessungen.

Die Kreuzkopf-Geradführung besteht aus zwei Gleitschienen, obwohl der Angriffpunkt der Kolben- und Schubstange unterhalb der Führung liegt. Der Grund, weshalb nicht einschienige Geradführung mit umschließendem Kreuzkopf zur Ausführung gekommen ist, liegt darin, daß die untere Schiene wegen des durch den Kuppelzapfen der dahinter liegenden Treibachse beschränkten Raumes nicht breit genug ausgeführt werden konnte, um den Flächendruck genügend klein zu halten, während ihre Breite für den nur selten vollen Kesseldruck beanspruchenden Rückwärtsgang der Maschine ausreichend erscheint. Für den Vorwärtsgang mußte

deshalb eine zweite breitere Geradführungsschiene zur Anwendung kommen, die außerhalb des Bereiches des erwähnten Kuppelzapfens, d. h. oberhalb der für den Rückwärtsgang bestimmten Schiene liegt. Das Gewicht der beiden Geradführungsstangen ist sehr groß und demzufolge auch ihre Aufhängung an dem üblichen Querträger sehr umständlich.

Die Gegengewichte sind namentlich in den beiden Treibrädern außergewöhnlich groß.

Fig. 498 und 499. Schwinge.

Die Stangenlager der Schubstangen sind an beiden Enden nachstellbar; die Lager der Kuppelstangen sind mit Ausnahme desjenigen der mittleren Treibachse geschlossen und nicht nachstellbar.

Von den fünf Treibachsen hat nur die mittlere keine Spurkränze. Zwecks Beweglichkeit in den Kurven haben sämtliche Stangenlager auf ihren Zapfen seitlichen Spielraum.

Die vordere und die hintere Laufachse sind in dem bekannten Deichseldrehgestell eingebaut. Die Hauptabmessungen des vorderen Deichselgestelles ergeben sich aus Fig. 451, 452 und 456; die konstruktive Durchbildung des hinteren Drehgestelles ist bei der Beschreibung der 3/6-gekuppelten Schnellzuglokomotive für die Union Pacific R. R. (Nr. 14, Z. 1905 S. 955) in allen Einzelheiten dargestellt.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ergibt sich aus Fig. 500. Das vordere Drehgestell sowie die beiden ersten Treibachsen einerseits und die drei hinteren Treibachsen mit dem hinteren Drehgestell anderseits sind durch Ausgleichhebel miteinander verbunden; der Rahmen ist demnach in sieben Punkten gestützt.

Das Führerhaus ist geräumig, die Aussicht auf die Strecke leidlich gut. Führer- und Heizerstand liegen höher als die Feuerungsplattform und sind von dieser aus durch je eine Zwischenstufe zu erreichen.

Zu erwähnen bleibt noch, daß an der Rauchkammer ein drehbarer Auslegerkran angebracht ist, um die einzelnen Teile der Dampfzylinder und das Schiebergehäuse erforderlichenfalls auch außerhalb des Schuppens oder der Werkstatt rasch an- und abbauen zu können.

Fig. 500. Tragfedern und Ausgleichhebel.

Der Tender faßt 9,1 t Kohle und 32,2 cbm Wasser. Dieser große Wasservorrat wird bedingt durch die sehr wasserarmen Strecken der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R. (vergl. auch den Tender der Schnellzuglokomotive dieser Gesellschaft, Nr. 8, Z. 1905 S. 553). Um beim Heißlaufen einer Achsbüchse in den weiten Wüstengegenden der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R. vorübergehend Abhülfe schaffen zu können, ist Kühlung in der Weise vorgesehen, daß aus dem Wasserbehälter mittels je eines außen am Rahmen über der Drehgestellmitte angebrachten Dreiwegehahnes und zweier Gummischläuche Wasser in die Lagergehäuse der Achsen gebracht werden kann. Die gleiche Anordnung findet sich auch bei dem Tender der Vierzylinder-Verbund-Schnellzuglokomotive derselben Eisenbahngesellschaft.

(Fortsetzung folgt.)

Papins direktwirkende Dampfpumpe.

Von **Conrad Matschoß**.

Zum Schluß seiner Ausführungen über die erste Dampfmaschine in Deutschland[1]) knüpft Dr. Gerland an eine in meine Geschichte der Dampfmaschine 1901 übernommene Figur einige Bemerkungen über Papins Dampfpumpe, die ich nicht unwidersprochen lassen möchte.

Die Figur, von der Dr. Gerland meint, daß man schlechterdings ihren Zweck nicht verstehen könne, findet sich schon in R. Stuarts »History of the Steam Engine«, London 1824; auch von andern Schriftstellern ist sie mehrfach benutzt worden. Sie ist nichts andres als ein Schnitt durch die Originalzeichnung, wie der Vergleich der beiden folgenden Figuren 1 und 2[2]) erkennen läßt. Nur das Wasserrad hat Stuart hinzugefügt; an der Wirkungsweise der Maschine wird dadurch natürlich nichts geändert.

Der Höhenunterschied der beiden Wasserspiegel ist in Fig. 2, die nur die Wirkungsweise der Maschine erklären will und keine Ausführungszeichnung ist, gering. Immerhin läßt sie deutlich erkennen, daß das Wasser erst gehoben wird, ehe es auf das Wasserrad fällt. Das Gleiche sagt mein Text. Ich weiß nicht, warum Figur und Text zu der Annahme führen müssen, Papin hätte richtiger gehandelt, wenn er das Wasser gleich dem Wasserrad zugeführt hätte, statt es erst durch seine Maschine heben zu lassen. Besonders darauf hinzuweisen, daß es zweckmäßig wäre, das Wasser höher zu heben, als es sich aus Fig. 2 ergibt, habe ich eben so wenig für notwendig gehalten wie die andern Benutzer der Figur. Wenn Papin dem Wunsch seines Fürsten nachkommen wollte, mit dieser Dampfpumpe eine Getreidemühle zu betreiben, so mußte er ein Wasserrad dazwischen schalten. Leupold spricht in seinem Theatrum machinarum generale, Leipzig 1724, auf S. 159 auch von Papins Maschine, die das Wasser »nur auf ein Rad hineintreiben soll und von dem Rad wieder zur Maschine laufen soll, damit noch ein Rad durch die Kraft des Wassers andre Verrichtungen tun kann«. Es ist dies eine Anordnung, die sich ganz von selbst ergab und in England z. B. mehrfach noch bis zu Watts Zeiten ausgeführt wurde.

Unklar ist mir der Satz in den Ausführungen Dr. Gerlands: »Die Luft im Windkasten in ausreichender Wirkung durch kräftigen Stoß des Dampfes zusammenzupressen, gelang aber Papin nur dadurch, daß er ihn im Gegensatz zu Savery im Augenblick des Eintretens in den Dampfzylinder expandieren ließ, indem er ihn auf ein Stück glühendes Eisen leitete.« Der Dampf wirkt wie bei Savery durch Druck. Von einer Benutzung der Expansion des Dampfes könnte doch nur geredet werden, wenn Papin vor Beendigung des Arbeitshubes die Verbindung zwischen Kessel und Arbeitsraum aufgehoben hätte. Das glühende Eisen konnte wohl, wenn das aus dem Kessel mitgerissene Wasser es traf, eine plötzliche Dampfentwicklung und damit eine Drucksteigerung hervorrufen, aber mit der Expansionswirkung hatte es nichts zu tun. Die Idee, in den Arbeitsraum einer Dampfmaschine glühende Eisenstücke hineinzubringen, die, wenn sie nur

[1]) Z. 1905 S. 1283.

[2]) Fig. 1 ist die Wiedergabe der Papinschen Originalfigur, entnommen aus Papins Schrift »Ars nova« usw., Leipzig 1707; Fig. 2 findet sich bei Stuart S. 50.

einigermaßen die beabsichtigte Wirkung haben sollten, doch oft ausgewechselt werden mußten, kann man wohl ohne weiteres als »abenteuerlich« bezeichnen, auch wenn man, wie es selbstverständlich ist, berücksichtigt, daß der Vorschlag 200 Jahre zurückliegt. Andre Forscher, wie Tredgold, Mellet, Robison, Ainger brauchen wesentlich schärfere Ausdrücke, um die praktische Unbrauchbarkeit dieser Idee zu kennzeichnen.

Dr. Gerlands Auffassung von der Ueberlegenheit der Papinschen Maschine gegenüber der Saverys kann ich nicht teilen. Praktische Erfolge hatte nur Savery aufzuweisen. Freilich machte Saverys Maschine anfangs viel Schwierigkeiten; das lag aber an dem hohen Dampfdruck, den er anwenden mußte; davon weiß auch Papin zu erzählen. Daß die Maschine sich anfangs mit zwei Behältern nicht so bewährte wie die mit einem, lag an dem viel zu kleinen Kessel und war nicht im Prinzip der Maschine begründet, ein Fehler, der nicht nur bei Savery, sondern noch 100 Jahre später bei Kolbendampfmaschinen oft ebenso zu finden war.

Unser heutiges Pulsometer, das in ungezählten Ausführungen wirtschaftliche Arbeit leistet, ist nichts andres als eine Saverysche Maschine mit selbsttätiger Steuerung. Mit Papins Maschine ist nur einmal (1705) ein Versuch gemacht worden. Wenn ein Jahr später der Sohn des Landgrafen von Hessen Savery veranlassen mußte, Papins Maschine abzuändern, so beweist dies auch nicht gerade die praktische Brauchbarkeit von Papins Dampfpumpe (s. Poggendorffs Geschichte der Physik, Leipzig 1879).

Papin ist zur Ausführung seiner 1707 veröffentlichten Maschine durch die ihm übersandten Zeichnungen einer Saveryschen Maschine angeregt worden. Das erzählt er selbst. Beide Maschinen stimmen in den Grundzügen ihrer Wirkungsweise überein; Papins Maschine weicht nur insofern von der Saverys ab, als hier nur die Druckwirkung des Dampfes, nicht die Kondensation benutzt wird. An Papins Maschine ist besonders bemerkenswert die Anordnung eines Druckwindkessels und eines Schwimmers im Arbeitzylinder, wodurch die unmittelbare Berührung des eintretenden Dampfes mit dem Wasser vermieden werden soll.

Die Bezeichnung dieses Schwimmers als »Kolben« hat zuweilen irregeführt. So spricht z. B. Dr. L. Beck in seiner Geschichte des Eisens Band 2 S. 931 davon, daß Papins Maschine »das Prinzip der Savery-Maschine mit der Kolbenmaschine vereinige«, und auf S. 937 wird sogar als sofort einleuchtend hingestellt, daß man den Kolben (gemeint ist der Schwimmer) leicht mit einer Kolbenstange wie bei Papins atmosphärischer Kolbenmaschine verbinden könne. Aber zu welchem Zweck? Das Wesen der zweiten Papinschen Maschine besteht ja eben darin, daß sie ebenso wie die Savery-Maschine einen Kolben zur Kraftübertragung nicht nötig hat. Der Schwimmer dient nur als Wärmeschutzmittel und Träger des glühenden Eisenstückes. Derartige Schwimmer sind nach Papin noch oft versucht worden; immer aber hat man sie verlassen; denn in der Ausführung und im Betriebe boten sie Schwierigkeiten, die ihre Vorteile überwogen.

Fig. 1.

Fig. 2.

Wenn Papin im Gegensatz zu Savery auf die Kondensation verzichtete, so beseitigte er allerdings die dadurch verursachten Dampfverluste, besonders genial kann ich aber diese radikale Lösung nicht finden. Papin schüttete hier das Kind mit dem Bade aus, denn er mußte so auch auf die großen Vorteile, die mit der Kondensation verbunden sind, verzichten. Daß diese größer sind als die Nachteile, scheint mir wieder das Pulsometer zu beweisen. Es läßt sich eben nicht immer die Pumpe so aufstellen, daß ihr das Wasser zufließt, wie das Papins Konstruktion zur Voraussetzung hat.

Die unstreitig große Bedeutung Papins für die Geschichte der Dampfmaschine scheint mir nicht in seiner Dampfpumpe von 1707, sondern in seiner atmosphärischen Kolbenmaschine begründet zu sein. Die unüberwindlichen Ausführungsschwierigkeiten dieser Maschine allein werden ihn veranlaßt haben, auf dem gleichen Wege wie Savery eine Benutzung der Dampfkraft zu versuchen.

Bei der Beurteilung von Saverys und Papins kolbenlosen Dampfpumpen handelt es sich um den Gesichtspunkt, unter welchem man die Erfindung betrachten will. Für eine Geschichte der physikalischen Experimentierkunst haben Papins Arbeiten ohne Zweifel mehr Interesse als die Saverys. Für eine Geschichte der Dampfmaschine, unter Dampfmaschine nicht einen physikalischen Apparat, sondern eine wirtschaftliche Arbeit leistende Maschine verstanden, hat Saverys Maschine ungleich größere Bedeutung als die Papinsche Maschine von 1707.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 18. Mai 1905.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 29. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Rump. Schriftführer: Hr. Meyenberg.

Anwesend 42 Mitglieder und 5 Gäste.

Nachdem die geschäftlichen Angelegenheiten erledigt und eine Reihe Vorlagen, die sich auf die Tagesordnung der 46. Hauptversammlung beziehen, beraten sind, fährt Hr. R. Götze mit seinem Vortrag fort: Reiseeindrücke aus Amerika.

Der erste Teil seiner Reise[1]) durch Nordamerika hatte dem Redner Gelegenheit gegeben, die außerordentlich reichen Kohlenlager in Pennsylvanien kennen zu lernen. Sie sichern dem amerikanischen Industriellen einen Vorsprung, denn sie liefern den Brennstoffbedarf zu etwa dem halben Preise, der bei uns zu zahlen ist.

Kohle und Eisen bilden das Rückgrat der wirtschaftlichen Größe Amerikas. Innerhalb zweier Jahrzehnte hat Amerika seine Roheisen- und Stahlerzeugung versechsfacht und mit

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1126.

seinen 33 1/3 Millionen Tonnen Jahreserzeugung die Leistungen Englands und Deutschlands zusammengenommen überflügelt. Den Quellen, welche diese beispiellose Entwicklung ermöglicht haben, nachgehen zu können, war deshalb der besondre Wunsch des Vortragenden.

Die Reise nach den Eisenerzgruben begann mit einer dreitägigen Dampferfahrt von Buffalo über die Großen Seen nach Duluth am westlichen Ende, das etwa 1770 km von Buffalo entfernt liegt. Duluth ist neben Superior und Two Harbors der Hauptverschiffungsplatz für die Eisenerze. Von hier aus gingen 1903 25 Millionen Tonnen Erze nach den Häfen am südlichen Ufer des Erie-Sees, wo die Eisenbahnlinien nach den Hochofenwerken in den Staaten Pennsylvanien, Ohio und New York anschließen. Vom Oberen nach dem Huron-See werden die Schiffe bei Sault St. Marie wegen des 6 m betragenden Höhenunterschiedes durchgeschleust. 1903 bewältigten diese Schleusenanlagen 35 Millionen Tonnen, mehr als das Zweifache des Suezkanales.

Der sehr strenge Winter sperrt den Wasserweg 4 bis 5 Monate. Diese monatelange Stockung im Verkehr und die 1300 bis 1700 km betragende Länge des Transportweges haben die Amerikaner schon früh zum Bau vorzüglicher Einrichtungen zum Stapeln, Löschen und Verladen der Erzmassen gezwungen; denn der Preis des Erzes ist in erster Linie von den Transportkosten abhängig.

Von den Eisenerzgruben kommt das Erz in Zügen bis zu 50 Wagen von je 45 t = 2250 t nach den Dockanlagen am Oberen See, die in Höhe von 18 bis 20 m bis zu 700 m Länge in den See hinausgebaut sind und mehrere hundert aus Holz gebaute Erztaschen mit einer Gesamtaufnahmefähigkeit bis zu 90 000 t enthalten. Die Eisenbahngleise laufen über die Docks hin. Beim Auflaufen werden die Erzwagen selbsttätig gewogen; sie entleeren sich dann von oben her in die Taschen, wobei sie entsprechend den auf den Gruben genommenen Analysen zur Erzielung eines bestimmten Eisengehaltes auf die Erztaschen verteilt werden. An den Seiten dieser Taschen sitzen herumklappbare Ausleger in Form von Rohren oder offenen Rutschen, durch die in die Dampfer entleert wird. Der Mittenabstand der Dampferluken, die Länge der Eisenbahnwagen und die Breite der Erztaschen sind übereinstimmend ausgeführt, damit durch eine möglichst hohe Rohrzahl in die gewöhnlich 3 bis 5000, aber auch bis zu 10 000 t fassenden Dampfer geladen werden kann. Der 10 000 t-Dampfer »Augustus B. Wolvin«[1]) ist auf diese Weise z. B. in 89 Minuten gefüllt worden. Die wegen ihrer Form als »whaleback«, Walfischrücken-Dampfer, bezeichneten geschlossenen Stahlschiffe, welche die Erze vor Witterungseinflüssen schützen, werden nicht mehr gebaut, jedenfalls weil sie sich schlechter mechanisch entleeren lassen. Bei den neueren Dampfern werden bis zu 90 vH der Ladung mechanisch gelöscht, feine, sandige Erze vorausgesetzt. Körnige, stückige Erze müssen noch zum guten Teil von Hand geschaufelt werden (Kosten = 11 Pfg/t).

Zum Löschen der Erze in den Häfen am Erie-See werden am häufigsten Brownsche Verladekrane mit 5 t-Greifern benutzt, wenn unmittelbar in die Eisenbahnwagen entladen wird. Muß gestapelt werden, so wendet man Brownsche Brückenlaufkrane und Hulett-Verlader, meistens mit 10 t-Greifern, an. Die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen geht bis zu 600 t stündlich; gewöhnlich beträgt sie 150 bis 240 t.

Der Erztransport von der Grube bis zum Hochofen dauert 1 Woche. Die Transportkosten von den Gruben bis zu den Verschiffungshäfen (90 bis 140 km) betragen 3,40 ℳ/t, von da bis zu den Eriehäfen auf dem Wasserwege 3,20 ℳ/t. Kohlen werden als Rückfracht für 1,50 ℳ/t gern genommen. Namentlich die Steel Corporation ist mit Erfolg bestrebt, die Bewegungskosten der Erze zu verringern.

Die Erze kommen zu etwa 75 vH aus Lagern, die sich nordwestlich und südlich am Oberen See befinden. Südlich vom See liegen die älteren Erzbezirke Gogebic, Marquette und Menominee, die nur je wenige Millionen Tonnen Erze liefern, nordwestlich die zuletzt aufgeschlossenen Vermillion- und Mesabi-Reviere. Das seit 13 Jahren in Betrieb genommene Mesabi-Gebiet fördert gegen 60 vH der Erze vom Oberen See. Während es sich in den südlichen, älteren Bezirken um Tiefbau handelt, die Lager von dreieckigem oder trapezförmigem Querschnitt sind, steil einfallen und linsen- oder streifenförmig liegen, wird in dem heute wichtigsten Mesabi-Revier über die Hälfte des Erzes im Tagebau gewonnen. Hier liegt das Erz in getrennten Mulden nahe der Oberfläche in einer Mächtigkeit von 22 bis 50 m. Das Aufschließen der Gruben beginnt mit dem Ausroden des aus schlanken Fichten bestehenden Waldes, dann tritt der Pflug in Tätigkeit, und es folgen Dampfschaufeln, die auf Gleisen nachgeführt werden und sich in Stockwerken von etwa 6 m Höhe einarbeiten. Das Wegräumen des Deckgebirges wird vertraglich vergeben und mit 1,30 ℳ/cbm höchstens bezahlt, während das Gewinnen der Erze mit der Schaufel etwa 42 Pfg/t kostet. Die schwarz, gelb und rot aussehenden sand- und staubartigen Erze brauchen nur selten für die Dampfschaufel durch Schießen gelockert zu werden. Die Leistungsfähigkeit einer Grube hängt von der Geschicklichkeit des Rangierens ab und ist eigentlich nur durch die Nachfrage begrenzt. Auf 1 Dampfschaufel kommen 2 bis 3 Lokomotiven. Eine Schaufel fördert gegen 5000 t Erz in 10 Stunden. Nach eigenen Ermittlungen des Redners wurden auf diese Weise 5 Wagen zu je 45 t = 225 t in 16 Minuten beladen. Auf einen in der Grube beschäftigten Arbeiter entfallen bei dieser Arbeitsweise 500 t am Tag, und es ist hiernach verständlich, daß im amerikanischen Eisenerzbergbau die auf den Mann entfallende Leistung im Steigen begriffen ist und eine Höhe von durchschnittlich 91 Doppelladungen im Jahr erreicht hat.

Die Mesabi-Erze (Roteisenstein) haben einen Eisengehalt von 55 bis 66 vH; Erze mit geringerem Eisengehalt mischt man zum Teil mit höherwertigen, zum Teil läßt man sie liegen. Liegen die Erzmulden tiefer, so räumt man nur das Deckgebirge (Kies, Sand, Geröll) mit der Dampfschaufel fort, bringt neben der Lagerstätte einen Schacht nieder und geht von diesem mit Strecken unter die Mulde, die man durch Aufbrüche von unten faßt. Durch die Aufbruchschächte fällt das Erz in unten befindliche Füllrümpfe, von denen es in Wagen verladen wird, die es dem Förderschacht zuführen. Es bilden sich infolgedessen in der Erzmulde große Trichter, an deren Rande neue Erzmassen durch Schießen, mit der Picke oder auch mit der Dampfschaufel nachgestürzt und unten abgezogen werden. Dieses Verfahren, »milling« genannt, ergibt eine Leistung von 40 t pro Mann und Schicht bei 40 bis 60 Pfg/t.

Bei den mit Tiefbau betriebenen Gruben gilt als Grundsatz, daß die Dauer eines Förderzuges für jede Teufe (höchstens 200 m) und jede Last 1 min betragen soll. Von der früher beliebten Zentralisierung der Fördermaschinen, wobei die Welle einer Dampfmaschine nach Bedarf mit den verschiedenen Seiltrommeln gekuppelt wurde, ist man abgekommen. Durch diese Zentralisierung wurden verwickelte Seilführungen bedingt, und man scheint dadurch das Gefühl für eine richtige Seilführung verloren zu haben. Häufig findet man noch eintrümige Förderung. Bei zweitrümiger Förderung sind die Trommeln durch besondere Backenbremsen mit ihren Wellen zu kuppeln, so daß sie unabhängig voneinander arbeiten können.

Die Erze werden ab Lager Erie-See verkauft; ihren Verkaufspreis setzt die Lake Superior Ore Association je nach dem Gehalt an Eisen, Phosphor und Feuchtigkeit fest. Der Durchschnittspreis aller Erze ab Erie-See beträgt 15,60 ℳ. Für die Hochofenwerke stellt sich daher 1 t Erz auf etwa 16 bis 19 ℳ. Das ergibt unsern Werken gegenüber keinen wesentlichen Unterschied.

Die Selbstkosten der Erze bis zum Hafen am Erie-See setzen sich im wesentlichen zusammen aus: Transport 6,50 ℳ, Abgaben 1 ℳ (Durchschnitt), Gewinnungskosten bei Tagebau 2,50 ℳ, bei Tiefbau 4,50 ℳ (Durchschnitt) pro Tonne. Das gibt im ganzen beim Tagebau 10 ℳ, beim Tiefbau 12 ℳ pro Tonne. Dieser Satz wird voraussichtlich durch Verbesserung der Transport-, Lösch- und Ladeeinrichtungen noch gedrückt werden. Da ist es noch ein Trost, daß die unter so glänzenden Verhältnissen arbeitenden Tagebaue des Mesabi-Gebietes in etwa 30 bis 40 Jahren erschöpft sein werden.

Nach den Eisenerzgruben hat der Vortragende die Kupfergruben aufgesucht, die wegen ihrer großen Teufen und der mächtigen Maschinenanlagen weltberühmt sind. Diese Gruben bilden die Grundlage für das Weltmonopol der Amerikaner auf dem Kupfermarkt.

Die Lagerstätte liegt zum größten Teil auf der Keweenaw-Halbinsel, die am südlichen Ufer des Oberen Sees weit vorspringt und von dem Schiffahrtsweg der Eisenerze durchschnitten wird. Der Abbau erstreckt sich auf eine Feldlänge von 112 km. Die kupferführenden Konglomerat- und Mandelsteinschichten sind zwischen Sandstein eingelagert und bilden eine Mulde, deren südlicher Flügel die aufgeschlossenen Gruben umfaßt und sich weit unter dem Oberen See hinzieht. Das Einfallen wechselt von 24 bis 73°. Die Lager werden häufig von querlaufenden, senkrechten Sprüngen durchsetzt, Spalten, die reich an Kupfer sind.

Obwohl der Kupfergehalt bei den besten Gruben durchschnittlich nur 3 1/2 bis 4 1/2 vH beträgt, aber bis auf 0,55 vH heruntergeht, und obschon die Teufen groß und die Maschinen schwer sind, ist der Abbau meistens recht lohnend (die Calumet und Hecla-Grube verteilte 1903 eine Vierteljahrausbeute von

[1]) s. Z. 1904 S. 1052.

4¼ Millionen ℳ), weil das gewonnene Kupfer metallisch rein ist und die Gruben eine gleichmäßige Produktion auf viele Jahre hinaus gewährleisten. Das Kupfer wird in großen massiven Stücken oder in Form fein eingesprengter Teile gefunden.

Für das Erträgnis ausschlaggebend ist bei dem geringen Kupfergehalt die Zweckmäßigkeit der Aufbereitanstalten, die an dem Ufer des Oberen Sees angelegt worden sind, um die großen Massen von Pochschlämme bequem loszuwerden und den gewaltigen Wasserbedarf (bis zu 167 cbm/min) decken zu können. Zum Fortschaffen der Schlämme werden mehrfach mit Schaufelkranz versehene Räder benutzt, die das aus der Aufbereitung kommende Schlammgut in die nach dem See führenden Rinnen heben; der Redner sah ein solches Rad von 19,1 m Dmr., das durch einen 700 pferdigen Motor angetrieben wurde und 500 t schwer war.

Die Förderung geht auf den älteren Gruben in tonnlägigen Schächten vor sich, deren größte flache Höhe 2400 m beträgt, während von den neueren senkrechten Schächten der tiefste 1483 m Teufe hat. Es wird mit Kübeln für etwa 8 t Nutzlast, teilweise mit Förderkörben, gearbeitet. Die Fördergeschwindigkeit erreicht durchschnittlich 15 m/sk. Die Förderseile sind 38 bis 45 mm stark, und die schwersten Fördermaschinen leisten 4000 bis 8000 PS. Auch die Kompressoren werden in großen Einheiten bis zu 70000 cbm stündlich angesaugter Luft ausgeführt.

Die Wassergewältigung macht wegen der geringen Zuflüsse keine Schwierigkeit. Man stellt durchweg schwungradlose Pumpe geschoßweise auf.

Die Grubenwärme geht gewöhnlich nicht über 31°. Dagegen ist Neigung zur Entstehung von Bränden vorhanden, die einen sorgfältigen Sicherheitsdienst notwendig macht.

Wegen des druckhaften Gebirges und des Abbaues ohne Bergeversatz verschlingen die Gruben viel Holz; die Calumet und Hecla-Grube verbrauchte 1903 9000 km Holzstempel verschiedener Dicke.

Wenn auch die Kupferlager nach der Tiefe zu an Kupfergehalt abnehmen, so ist doch die Produktion der Gruben auf viele Jahrzehnte hinaus gesichert.

Der Vortragende gibt dann die Eindrücke wieder, die er beim Besuch von Maschinenfabriken, elektrotechnischen Fabriken und Hüttenwerken erhalten hat, und faßt sie folgendermaßen zusammen: Im allgemeinen sind durch die weitgehende Spezialisierung Vorteile geschaffen, die in der besseren Ausnutzung der Arbeitskräfte, Maschinen und Grundstücke liegen; aber in der Genauigkeit der Arbeit werden wir nicht übertroffen, und namentlich verstehen wir unsre Maschinen und Anlagen in Dampf- und Brennstoffverbrauch wirtschaftlicher herzustellen und zu unterhalten. Man kann kurz sagen, daß alles, was eine gründliche, wissenschaftliche technische Schulung verlangt, von uns im allgemeinen besser gelöst wird.

Ueber die Weltausstellung in St. Louis berichtet der Vortragende:

Aeußerlich bot die Ausstellung jedenfalls ein sehr gelungenes, imposantes und schönes Bild, das einen Vergleich mit der Pariser Ausstellung wohl vertragen konnte. Der innere Wert der Ausstellung dagegen ist recht gering zu veranschlagen, wenigstens in maschinentechnischer Beziehung. Darin blieb St. Louis weit hinter Düsseldorf zurück. Allerdings war die Beteiligung auch von seiten der amerikanischen Industriellen schwach.

Wenn auch Deutschland, das neben Japan den Vogel abgeschossen hat, aus der Ausstellung keine materiellen Vorteile gezogen hat, so darf man den unverkennbaren moralischen Eindruck doch nicht gering veranschlagen.

In seinen weiteren Ausführungen kommt der Redner auf die dem Fremden am meisten auffallenden Weseneigenschaften des Amerikaners zu sprechen und schließt mit einer auf die Zukunft gerichteten Betrachtung, wonach der amerikanische Wettbewerb die Entwicklung Deutschlands dauernd nicht wird beeinträchtigen können.

Eingegangen 16. Mai 1905.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 19. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Kliewer. Schriftführer: Hr. Abt.

Anwesend 31 Mitglieder und 35 Gäste.

Hr. Ursinus spricht über den gegenwärtigen Stand des Tiefbohrwesens[1]).

[1]) Vergl. die Veröffentlichungen über den gleichen Gegenstand Z. 1901 S. 707 und 1905 S. 662; ferner Z. 1905 S. 1555.

Im Anschluß daran macht Hr. Geh. Bergrat Tecklenburg (Gast) einige Mitteilungen aus der Geschichte des Tiefbohrwesens.

Darauf werden geschäftliche Angelegenheiten erledigt.

Eingegangen 17. Mai 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 1. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Baetz, dann Hr. Rohrbach.

Schriftführer: Hr. Kindler.

Anwesend rd. 90 Teilnehmer.

Hr. Professor Brockmann aus Offenbach (Gast) spricht über Stereoprojektion.

Der Redner erläutert zunächst in kurzen Zügen das Stereoskop und geht dann auf die Bestrebungen ein, die Vorteile, welche das Stereoskop bietet, auch für das Bildwerfen auszunutzen.

Auf diesem Felde hat sich Prof. Miethe besondere Verdienste erworben. Er verwendet Brillen, die mit achromatischen Prismen ausgestattet sind und das Licht so brechen, daß der Beschauer beim Durchsehen statt des doppelten Bildes ein einfaches körperliches Bild erblickt.

Auf der photographischen Ausstellung in Sydenham bei London wurden im Mai 1898 Stereoskopbilder nach dem Verfahren von Anderton vorgeführt, welches darauf beruht, die beiden Teilbilder im polarisierten Lichte zu projizieren. Zu dem Zweck sind die beiden Objektive der Apparate mit Nicol-Prismen versehen, und man erhält auf dem Schirm, der mit mattem Staniol belegt sein muß, zwei polarisierte Bilder. Jeder, der das Bild stereoskopisch sehen will, muß sich in solchem Fall einer Brille bedienen, die mit zwei entsprechend gestellten Nicolschen Prismen ausgerüstet ist.

Wichtiger für Stereoprojektion sind diejenigen Verfahren, bei denen der plastische Eindruck mit Hülfe von Brillen, die in Komplementärfarben hergestellt sind, hervorgerufen wird. Schon 1853 sind derartige Verfahren von dem deutschen Physiker Rollmann angegeben worden. Man benutzt zwei Apparate, in welche die entsprechenden Diapositive eingeschoben werden; vor dem einen fügt man eine rote, vor dem andern eine grüne Scheibe ein. So erhält man zwei Bilder, von denen das eine rot, das andre grün gefärbt ist. Jeder, der das Bild körperlich sehen will, muß sich einer Brille bedienen, die gleiche Gläser wie die vor dem Objektiv befindlichen enthält. Das mit Rot beschattete Auge wird das rote Bild auf dem weißen Schirm nicht sehen; dieses wird, wie man sich ausdrückt, ausgelöscht. Wohl aber wird das mit Grün beschattete Auge das rote Bild sehen, und zwar schwarz, wie umgekehrt das mit Rot überdeckte Auge das grüne Bild schwarz sehen wird. Die beiden Bilder vereinigen sich auf der Netzhaut zu einem schwarzen Bild auf weißem Grund, welches körperlich erscheint.

Zur Erläuterung werden einige Versuche vorgeführt.

Dieses Verfahren bedingt sehr kräftige Lichtquellen, da die doppelte Verdeckung die Bilder sehr dunkel erscheinen läßt.

Ein Verfahren, das auf ähnlicher Grundlage beruht, aber wesentlich einfacher und billiger ist, ist schon vor 4 oder 5 Jahren von W. Petzold in Chemnitz angegeben worden. Es sind keine zwei Apparate nötig, auch wird das Objektiv nicht abgeblendet, sondern die Diapositive sind selbst farbig projiziert.

Gelatine, der doppeltchromsaures Kali zugesetzt ist, verliert durch Belichtung die Fähigkeit, für wässrige Lösungen durchlässig zu sein. Auf diese Weise läßt sich ein Diapositiv erzeugen, das durch Baden in Farblösungen nachher die gewünschte Farbe erhält. So wird z. B. die eine Platte, die sonst bei gewöhnlichen Diapositiven schwarz in den verschiedenen Abstufungen erscheint, nun rot in verschiedenen Abstufungen, die zweite Platte grün in verschiedenen Abstufungen. Die beiden Diapositive werden übereinander geklebt, die Projektion stellt sich als ein Wirrwarr von rot und grün dar. Jeder Beschauer des Bildes muß sich einer roten und grünen Brille bedienen; dabei vereinigen sich beide Bilder im Auge und erscheinen körperlich. Diese Art der Projektion kann man bis jetzt als die vollkommenste bezeichnen.

Der Redner führt eine große Anzahl derartiger Bilder vor und erläutert den Nutzen der Stereoprojektion für die verschiedensten Fachgebiete.

An den Vortrag schließt sich ein geselliges Beisammensein der Mitglieder mit ihren Damen und Gästen.

Bücherschau.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von H. Dubbel. Berlin 1905, Julius Springer. Mit 388 Textfiguren. Preis 10 M.

Der Verfasser bezweckt in seinem Buch, das Wesentlichste für Entwurf und Berechnung der Dampfmaschinen in möglichst gedrängter Form zu bieten. In dieser Beschränkung liegt ein Hauptvorzug des schätzbaren Werkes, da es dem durch Berufsgeschäfte stark in Anspruch genommenen Ingenieur gestattet, sich in kurzer Zeit über den gegenwärtigen Stand des Dampfmaschinenbaues in konstruktiver Hinsicht und in bezug auf die neueren theoretischen Grundlagen zu unterrichten.

Das Werk beginnt mit einer knappen, aber übersichtlichen Besprechung der Mechanik der Gase und Dämpfe, für die dem Verfasser nicht nur die Studierenden und angehenden Ingenieure, sondern auch die in der Praxis stehenden Ingenieure dankbar sein werden.

Die bisher übliche, rein mathematische Behandlung der Thermodynamik befriedigt keineswegs die Bedürfnisse des schaffenden Ingenieurs, für den es in erster Linie auf Anschauung und Verständnis der Vorgänge und ihre Nutzanwendung auf die Maschine ankommen muß. Graphische Behandlung kann hier viel bessern.

Die Aufzeichnung des von Boulvin angegebenen, von Schröter und Koob vorbildlich durchgeführten Entropiediagrammes für Mehrzylindermaschinen mußte nach dem heutigen Stande der Dampftechnik allerdings gebracht werden; es wäre aber sehr nützlich gewesen, darauf hinzuweisen, daß die Aufzeichnung dieses Entropiediagrammes sehr mühsam und zeitraubend ist. Für die Bedürfnisse des praktischen Ingenieurs (beispielsweise zur Berechnung des Gütegrades und des spezifischen Dampfgehaltes) leistet das durch das theoretische Diagramm und durch die Sättigungslinie (aus dem der Maschine pro Hub zugeführten Dampfgewicht) vervollständigte rankinisierte Diagramm mit viel geringerem Zeitaufwand dieselben Dienste.

Bei der Besprechung der kalorimetrischen Untersuchung der Dampfmaschine erwähnt der Verfasser lediglich die Ermittlung des Dampfverbrauches durch Speisewassermessung. Hier wäre ein Hinweis auf die Bestimmung des Dampfverbrauches auch durch Kondensatwägung bei Oberflächenkondensatoren wohl am Platze gewesen.

Die Behandlung der Steuerungen ist in ihrem Aufbau klar und übersichtlich und beschränkt sich auf die kennzeichnenden Ausführungen. Unter diesen vermisse ich die Steuerung mit Kolbenventilen (piston valves), die sich vorzüglich für überhitzten Dampf eignet und ausgezeichnete Abschlußverhältnisse ergibt. Eine mit dieser Steuerung versehene, in einem Brüsseler Kraftwerk aufgestellte Maschine hat den bis jetzt noch nie erreichten Verbrauch an überhitztem Dampf von 3,8 kg/PS_i-st ergeben.

Von andern Einzelheiten der Dampfmaschine wird in dem Buch nur das Entwerfen der Dampfzylinder und der Schwungräder besprochen. Dagegen werden die Bewegungsverhältnisse im Kurbeltrieb, die Massenwirkungen und der Massenausgleich nach Schlick eingehend erörtert. Insbesondre werden die neuen Stribeckschen Untersuchungen über die Stöße in Kurbel- und Kreuzkopfzapfen gebracht.

Eingehend beschäftigt sich das Werk mit den theoretischen Grundlagen der Kondensationsvorgänge und der Bauart der Haupttypen der üblichen Kondensatoren und Luftpumpen. Besonders beachtenswert erscheint hierbei das Kapitel über den Nutzen der Kondensation, in welchem der allgemein verbreiteten Auffassung, daß höchste Luftleere die wirtschaftlichste sei, durch Beispiele mit Recht entgegen getreten wird.

In dem Kapitel über die Dampfturbinen werden die Grundlagen der Umsetzung von Spannungs- in Strömungsenergie gegeben und die Vorgänge soweit betrachtet, wie zum Verständnis der einzelnen Turbinensysteme nötig ist. Die Darstellung dieses schwierigen Gegenstandes ist gelungen und gestattet dem Fernerstehenden, sich in Kürze über das Wesen der Sache zu unterrichten.

Das Buch schließt mit der Besprechung besonderer Anordnungen von Dampfmaschinen, und zwar solcher mit rotierenden Kolben, von Lokomobilen, erwähnt die Rateausche Verwertung des Auspuffdampfes in Niedertruckturbinen, bespricht die bei Dampfmaschinen üblichen Schmiervorrichtungen und fügt eine Betrachtung über die Wirtschaftlichkeit des Dampfbetriebes bei.

Die Sprache des Dubbelschen Werkes ist knapp und verständlich. Es macht den Leser in knapper Weise mit den modernen Errungenschaften des Dampfmotorenbaues in allen Zweigen bekannt und weist kurz aber sachgemäß auf alle neueren diesbezüglichen Versuche hin.

Darin liegt meines Erachtens der Hauptvorzug des Buches, der es nicht nur für Studierende und angehende Ingenieure zu einem wertvollen Hülfsmittel macht, sondern vor allen Dingen auch den in der Praxis stehenden Ingenieuren, die nicht gerade Dampfmaschinenspezialisten sind, ermöglicht, sich über den heutigen Stand der Dampfmotorentechnik ohne großen Zeitaufwand zu unterrichten.

Bei dem Fehlen jedes einheitlichen, zusammenfassenden Werkes über dieses Gebiet wird man Hrn. Dubbel für diese Bereicherung der technischen Literatur sehr dankbar sein müssen.

Josse.

Les mines et la métallurgie à l'Exposition du Nord de la France (Arras 1904). Par Ed. Lozé. Avec le concours d'ingénieurs, constructeurs et industriels. Avec 368 figures et planches. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 18 frs.

Auf der im Jahre 1904 in Arras veranstalteten Ausstellung der wichtigsten Wirtschaftszweige Nordfrankreichs sind u. a. auch das Berg- und Hüttenwesen und die für diese Großindustrien arbeitende Maschinentechnik vertreten gewesen. Dieser Teil der Ausstellung wird in dem Werke Lozés behandelt.

Das Buch enthält in 4 Abschnitten — »mines«, »métallurgie«, »matériel des mines« und »transports« — eine Aufzählung und nähere Würdigung der Ausstellerfirmen, ein Verzeichnis der von ihnen zur Schau gestellten Gegenstände und eine bald kurze, bald eingehendere Beschreibung der letzteren. Die Besprechung der Ausstellungsgegenstände stützt sich augenscheinlich fast durchweg lediglich auf die dem Verfasser von den Ausstellern gemachten Mitteilungen.

Trotz ihres örtlichen Gepräges ist die Ausstellung auch ausländischen Firmen geöffnet gewesen, und wir begegnen dementsprechend in dem Werk auch deutschen und belgischen Namen. Die hüttenmännische Ausstellung hat nur ganz geringe Bedeutung gehabt; der von ihr handelnde Teil der Besprechung beschränkt sich auf 14 Druckseiten und enthält keine Abbildung.

Die bei den einzelnen Firmen gegebene Beschreibung, welche die Entstehungsgeschichte, die Werkanlagen und die Erzeugnisse behandelt, bietet für den deutschen Bergmann und Techniker manches Bemerkenswerte. Von den beschriebenen Ausstellungsgegenständen seien hervorgehoben: die neue elektrische Schachtförderung von Ligny-les-Aire (elektrisch angetriebene Treibscheibe auf dem Fördergerüste selbst)[1]), Schrämmaschinen verschiedener Bauarten (keine neuen Formen), die durch das Beiwort »inexplosible« ausgezeichneten Niclausse-Wasserröhrenkessel, der bekannte Ados-Apparat für die Ueberwachung von Kesselfeuerungen, die Patente Rateaus (Abdampfverwertung, Turboventilatoren u. a.), die Akkumulatoren-Ausstellung (Tudor, Travail électrique des métaux, Heinz, Chelin), die Farcotschen Ventilatoren, die reichhaltige Ausstellung von Arthur Koppel und die Ausstellung der französischen Nordbahngesellschaft, an welche sich ein längerer Ausblick auf die Aussichten für die Einführung des 40 t-Wagens in Frankreich anschließt.

Die Benutzung des Buches wird durch die gewählte Einteilung etwas erschwert, die, wie der Verfasser selbst zugibt, nicht ganz glücklich ist: der Leser muß ein gewisses

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1614.

Ahnungsvermögen dafür haben, ob ein von ihm gesuchter Gegenstand beispielsweise unter »mines« oder »matériel des mines« oder »transports« — alle drei Möglichkeiten sind gegeben — zu suchen ist. Dafür ist aber das Inhaltsverzeichnis sorgfältig bearbeitet. **Herbst.**

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der gegenwärtige Stand der Abwässerfrage, dargestellt für die Industrie unter besondrer Berücksichtigung der Textilveredlungsindustrie auf Veranlassung des Vereines der deutschen Textilveredlungsindustrie. Von Dr. G. Adam. Braunschweig 1905, Friedrich Vieweg & Sohn. 128 S. 8°.

Sammlung von Rechenaufgaben für Maschinenbauer, Schlosser, Mechaniker usw. der Fortbildungsschulen. Herausgegeben im amtlichen Auftrage. Von C. Havemann. Leipzig und Berlin 1905, B. G. Teubner. 106 S. 8° mit 147 Fig.

Verhandlungen des III. Internationalen Mathematiker-Kongresses in Heidelberg vom 8. bis 13. August 1904. Von Dr. A. Krazer. Leipzig 1905, B. G. Teubner. 755 S. 8° mit 1 Heliogravüre, 2 Tafeln und mehreren Figuren. Preis 18 *M*.

Elektromechanische Konstruktionselemente. 7. Lfg. Maschinen. Blatt 61 bis 70. Von Dr. G. Klingenberg. Berlin 1905, Julius Springer. Preis der Lieferung 2,40 *M*.

Sammlung elektrotechnischer Vorträge. VI. Bd. 11/12. Heft. **Spannungserhöhung in elektrischen Netzen infolge Resonanz und freier elektrischer Schwingungen.** Von G. P. Markovitch. Stuttgart 1905, Ferdinand Enke. 66 S. 8° mit 17 Fig. Preis 2,40 *M*.

Die Dampfturbine der Allgem. Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin. Die Riedler-Stumpf- und die Curtis-Turbine. Von Max Dietrich. Rostock i/M. 1905, C. J. E. Volckmann (Volckmann & Wette). 53 S. 8° mit 25 Fig. Preis 1,50 *M*.

Meyers Handatlas. 3. Aufl. mit 115 Kartenblättern und 5 Textbeilagen. Leipzig und Wien 1905, Bibliographisches Institut. 13. bis 18. Lieferung. Preis pro Lieferung 30 Pfg.

Die automatische Regulierung der Turbinen. Von Dr.-Ing. Walther Bauersfeld. Berlin 1905, Julius Springer. 208 S. 8° mit 126 Fig. Preis 6 *M*.

Die Dampfturbine von Schulz für Land- und Schiffszwecke. Mit besondrer Berücksichtigung der Kriegsschiffe. Von Max Dietrich. Rostock i/M. 1905, C. J. E. Volckmann (Volckmann & Wette). 64 S. 8° mit 39 Fig. Preis 2 *M*.

Zur Frage der generellen Regelung bei Niederdruckdampfheizungen. Von Otto Ginsberg. Halle a/S. 1905, Carl Marhold. 83 S. 8° mit mehreren Figuren. Preis 1,50 *M*.

Encyclopédie scientifique des Aide-Mémoire. Le chauffage des habitations par calorifères. Von R. Périssé. Paris, Gauthier-Villars und Masson & Cie. 173 S. 8° mit 25 Fig. Preis 2,50 frs.

Règle à tiroirs pour calculer et étudier les distributions de la vapeur. Von M. Würth-Micha. Lüttich 1905, H. Vaillant-Carmanne. 16 S. 8° mit 4 Taf.

Encyclopédie scientifique des Aide-Mémoire. Construction des induits à courant continu. Manuel pratique du bobinier. Von Brunswick und Aliamet. Paris, Gauthier-Villars und Masson & Cie. 153 S. 8° mit 53 Fig. Preis 2,50 frs.

Eine Stunde im Kaiserlichen Patentamt. Von R. Fiedler. Berlin 1905, Mesch & Lichtenfeld. 30 S. kl. 8°. Preis 0,60 *M*.

Der Verfasser schildert den aktenmäßigen Werdegang eines Patent-, Gebrauchsmuster- und Warenzeichenschutzes von der Einreichung bei der Behörde bis zur endgültigen Erteilung der Urkunde in klarer, allgemeinverständlicher Weise und unter stetem Hinweis auf die für den Anmelder sich daraus ergebenden praktischen Schlußfolgerungen und zu erzielenden Vorteile.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Beleuchtung. Lévy, P. L'éclairage à l'incandescence par le gaz; ses applications. Paris 1905. Publications scientifiques et économiques, 45, rue de Chabrol. Preis 10 *M*.
— Schäfer, Frz. Kein Haus ohne Gas! 4. Aufl. München 1905. R. Oldenbourg. Preis 0,20 *M*.

Bergbau. Burns, D. Electrical practice in collieries. Erweiterte Ausgabe. London 1905. Griffin & Co. Preis 9 *M*.
— Byrom, T. H. The physics and chemistry of mining. London 1905. Crosby, Lockwood & Son. Preis 4 *M*.
— Ellinghaus, O. Tafeln zur schnellen Bestimmung der wichtigsten Verhältnisse beim Berechnen von Ventilationsanlagen für Bergwerke. 2. Aufl. Essen 1905. G. D. Baedecker. Preis 3 *M*.
— Lapostolest, N. Traité général de l'emploi de l'électricité dans l'industrie minière. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 7,50 *M*.
— Stein, Paul. Verfahren und Einrichtungen zum Tiefbohren. Nach einem Vortrag. [Erweiterter Sonderdruck aus Glückauf.] Berlin 1905. Julius Springer. Preis 1 *M*.

Brennstoffe. Grünewald, R. Belgische Kohlen und Koks, deren physikalische und chemische Untersuchungen und Verwendung der Koks beim Hochofenprozeß. Leipzig 1905. H. A. L. Degener. Preis 1,50 *M*.
— Hans, W. Die rationelle Bewertung der Kohlen. Danzig 1905. Craz & Gerlach. Preis 2 *M*.

Chemie. Chemische Industrie. Cain, J. C., und J. F. Thorpe. Synthetic dyestuffs and intermediate products from which they are derived. London 1905. Griffin & Co. Preis 18,20 *M*.
— Lauber, Ed. Praktisches Handbuch des Zeugdrucks. Suppl.-Bd. zur 4. Aufl. des 1. Bds. und 2. Aufl. des 2. und 3. Bds. Leipzig 1905. S. Schnurpfeil. Preis 25 *M*.

Dampfkraftanlagen. Eckermann, G. Berichte über Geheimmittel, welche zur Verhütung und Beseitigung von Kesselstein dienen sollen. Hamburg 1905. Boysen & Maasch. Preis 2,50 *M*.
— Heck, Robert C. H. The steam engine and other steam motors. (In zwei Bänden.) 1. Bd.: The thermodynamics and mechanics of the engine. London 1905. Kegan, Paul French, Trübner & Co. Preis 16,80 *M*.
— Tennant, W. J. The compound engine. An elementary introductory manual. London 1905. Percival Marshall & Co. Preis 3 *M*.

Druckerei. Hauff, P. Anleitung zur Erlernung der Gravierkunst und einschlagender Techniken. 3. Aufl. Leipzig 1905. H. Schlag Nachf. Preis 1,50 *M*.

Eisenbahnwesen. Ashe, W., und J. D. Keiley. Electric railways. London 1905. Constable. Preis 12,60 *M*.
— Burkard, W. Neuer elektrischer Automobilwagen für Adhäsions- und Zahnstangenbetrieb der Stansstad-Engelbergbahn. (Sonderdr.) Zürich 1905. Raschers Erben. Preis 0,40 *M*.
— Hahn, F. Die Eisenbahnen, ihre Entstehung und gegenwärtige Verbreitung. Leipzig 1905. B. G. Teubner. Preis 1 *M*.
— Koch, W., Handbuch für den Eisenbahn-Güterverkehr. 36. Aufl. Berlin 1905. Barthol & Co. Preis 10 *M*.
— Ottone, G. Trazione a vapore sulle ferrovie ordinarie. Mailand 1905. Hoepli. Preis 4,50 *M*.

Eisenkonstruktionen, Brücken. Dewitz, Herm. Statische Untersuchung und Beschreibung einer Betonbogenbrücke mit Granitgelenken. Hannover 1905. Helwing. Preis 1,50 *M*.

Elektrotechnik. Barbillion, L. Manipulations et études électrotechniques. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 12,50 *M*.
— Bate, A. H. Principles of electric power. Continuous current. London 1905. Spon & Co. Preis 5,50 *M*.
— Bermbach, W. Die Akkumulatoren, ihre Theorie, Herstellung, Behandlung, Verwendung. Leipzig 1905. O. Wigand. Preis 3 *M*.
— Escard, Jean. Les fours électriques et leur applications industrielles. Paris 1905. Vve. Ch. Dunod. Preis 18 *M*.
— Hedges, K. Modern lightning conductors. London 1905. Lockwood. Preis 7,80 *M*.

— Jahn, Hans. Grundriß der Elektrochemie. 2. Aufl. Wien 1905 A. Hölder. Preis 17,50 ℳ.

— Janet, P. Leçons d'électrotechnique générale. 2. Aufl. 2. Bd.: Courants alternatifs sinusoidaux et non sinusoidaux; alternateurs; transformateurs. Paris 1905. Gauthier-Villars. Preis 11 ℳ.

— Kral, Joh., und E. Kral. Elemente des Staats-Telegraphen- und Telephondienstes. 28. Aufl. Wien 1905. Gerold & Co. Preis 4,50 ℳ.

— Löb, Walth. Die Elektrochemie der organischen Verbindungen. 3. Aufl. von: Unsere Kenntnisse in der Elektrolyse und Elektrosynthese organischer Verbindungen. Halle 1905. Knapp. Preis 9 ℳ.

— Maclean, Magnus. Modern electric practice. 6. Bd. London 1905. The Gresham Publishing Co. Preis 10,80 ℳ.

— Minet, Adolphe. Le four électrique. Son origine, ses transformations et ses applications. Paris 1905. A. Hermann. Preis 5 ℳ.

— Markovitch, G. E. Spannungserhöhung in elektrischen Netzen infolge Resonanz und freier elektrischer Schwingungen. (Sonderdr.) Stuttgart 1905. F. Enke. Preis 2,40 ℳ.

— Monographien über angewandte Elektrochemie. 20. Bd. Lorenz, Rich. Die Elektrolyse geschmolzener Salze. 1. Tl. Verbindungen und Elemente. Halle 1905. W. Knapp. Preis 8 ℳ.

— Philippi, Wilh. Elektrische Kraftübertragung. Leipzig 1905. S. Hirzel. Preis 16 ℳ.

— Schneider, Norman H. Electrical instruments and testing. New York und London 1905. Spon & Chamberlain. Preis 5,50 ℳ.

— Schneider, N. H. Modern primary batteries, their construction, use, and maintenance, including batteries for telephones, telegraphs, induction coils etc. London 1905. Spon & Chamberlain. Preis 1,80 ℳ.

— Veroi, G. Elementi di elettrotechnica. 1. Bd. Turin 1905. Unione tip.-editr. Preis 12 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Dampfkraftanlagen.

The Birmingham University. Von Smith. Forts. (Engng. 29. Sept. 05 S. 397/99*) S. Zeitschriftenschau v. 30 Sept. 05. Forts. folgt.

Risse in Kesselblechen. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Sept. 05 S. 175/77*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Sept. 05.

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. Forts. (Riga Ind. Z. 15. Aug. 05 S. 189/95) Versuche in der Oelmühle der Gesellschaft C. Ch. Schmidt & Co. Forts. folgt.

Beiträge zur Bestimmung des Wirkungsgrades und Dampfverbrauches von Dampfturbinen. (Glückauf 30. Sept. 05 S. 1234/36) Meinungsaustausch zu dem in Zeitschriftenschau v. 5. Aug. 05 erwähnten Aufsatz.

Eisenbahnwesen.

The single-phase railway in practical operation. (El. World 23. Sept. 05 S. 524/27*) Angaben über die Ausrüstung und den Betrieb der drei Einphasenbahnen Schenectady-Ballston, Indianapolis-Rushville und Pontiac-Odell.

Vom Bau der Schantung-Eisenbahn. Schluß. (Zentralbl. Bauv. 30. Sept. 05 S. 492/94*) Hochbauten. Arbeiter- und Betriebsverhältnisse.

Royal train for India. Schluß. (Engng. 29. Sept. 05 S. 399* mit 2 Taf.) S. Zeitschriftenschau v. 30. Sept. 05. Erläuterungen über Bremsen und innere Einrichtungen der verschiedenen Wagen.

Eisenhüttenwesen.

The Iron and Steel Institute. (Engng. 29. Sept. 05 S. 415/18*) Meinungsaustausch über die Vorträge: The department of Iron and Steel Metallurgy at the University of Sheffield von Arnold, Thermal transformations of carbon steel von Arnold und Mc William, Overheated steel von Richards und Stead, Vanadium steel von Guillet. Forts. folgt.

Experimentelle Studien über die Vorgänge im Hochofen. Forts. (Stahl u. Eisen 1. Okt. 05 S. 1121/00) S. a. Zeitschriftenschau v. 15. Juli 05. Beitrag von Schenck und Heller über die Gleichgewichte im Hochofen.

Chemische Vorgänge beim kombinierten Bessemer-Martin-Verfahren zu Witkowitz. Von Canaris. (Stahl u. Eisen 1. Okt. 05 S. 1125/27) Erläuterung des Verfahrens und Bericht über den Betrieb und seine Ergebnisse.

Der elektrische Antrieb von Reversierwalzwerken. Von Ilgner. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 29. Sept. 05 S. 537/41*) Walzverfahren und erforderliche Betriebskraft.

Elektrischer Antrieb von Walzwerken. Von Bayer. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 23. Sept. 05 S. 493/98*) Ableitung von Gleichungen zur Ermittlung der Beziehungen zwischen Kraft, Schwungmasse, Geschwindigkeit und Zeit als Grundlagen für den Entwurf des Arbeitsdiagrammes.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die Aufnahme der Seitenkräfte durch die Wind- und Querverbände eiserner Eisenbahnbrücken. Von Thieme. (Zentralbl. Bauv. 27. Sept. 05 S. 486/88*) Ermittlung des Einflusses der Seitenkräfte für verschiedene Fälle und Folgerungen in bezug auf die Anordnung der Verbände.

A long single track plate-girder span. (Eng. Rec. 16. Sept. 05 S. 324/26*) Eingleisige Eisenbahnbrücke bei Hubbard, O., mit einer Oeffnung von 40 m Spannweite.

London, Brighton and South Coast Railway improvements. VII. (Engineer 29. Sept. 05 S. 308/10*) Bericht über die Gründungsarbeiten der Pfeiler für die Grosvenor-Brücke.

The erection of the Thebes Bridge superstructure. (Eng. Rec. 16. Sept. 05 S. 330/33*) Schilderung der Bauarbeiten an der in Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05 erwähnten Brücke.

Die Eisenbeton-Konstruktionen in der Kreuzkirche zu Dresden. Von Böhm. (Deutsche Bauz. 23. Sept. 05 S. 457/62*) Beschreibung der Herstellung der Decken, der Gewölbe und der Dachkonstruktion.

Reinforced concrete ribbed arch bridge at Deer Park Gorge. Von Strauß. (Eng. News 21. Sept. 05 S. 293/94*) 1,5 m breite Fußgängerbrücke von 22 m Spannweite und 2,2 m Pfeilhöhe.

Elektrotechnik.

New power plant of the Brooklyn Rapid Transit Company. (El. World 23. Sept. 05 S. 519/23*) Das Werk wird vorläufig mit einer 5500 KW-Turbodynamo von der Allis-Chalmers Co. und mit zwei 7500 KW-Turbodynamos der Westinghouse Co. ausgerüstet und kann nach vollem Ausbau noch sechs 7500 KW-Maschinen aufnehmen. Die Maschinen liefern Drehstrom von 6600 V und 25 Per. bei 750 Uml./min.

Beitrag zum Entwurf von Gleichstrommaschinen. Von Müller. (Z. f. Elektrot. Wien 1. Okt. 05 S. 575/79) Bestimmung der Hauptabmessungen des Ankereisens. Zahl und Abmessung der Nuten. Berechnung der Ankerrückwirkung. Verwendung des Ausnutzungswertes bekannter Maschinen. Wahl der Zahl und Abmessungen der Pole.

The Morris-Hawkins inter-pole motor, constructed by the Morris-Hawkins Electrical Company, Limited, Dagenham, Essex. (Engng. 29. Sept. 05 S. 408/09*) Die in verschiedenen Größen gebauten Motoren haben Wendepole, deren Kern mit der Wicklung seitlich zwischen zwei Hauptpolen sitzt und deren Polschuh von wirklich schuhförmiger Gestalt zwischen die Hauptpole hineinragt.

Berechnung von Transformatoren auf den Mindestbetrag an Kosten des wirksamen Materials. Von Pohl und Bohle. (Elektrot. Z. 28. Sept. 05 S. 897/900*)

Zur Frage des blanken oder isolierten Mittelleiters. Von Erens. (Elektrot. Z. 28. Sept 05 S. 900/08*) Die Ausführungen laufen im allgemeinen auf die Empfehlung hinaus, geerdete isolierte Mittelleiter zu verwenden.

Erd- und Wasserbau.

Die bauliche Entwicklung des Hafens von Genua. Von Bavier. Schluß. (Schweiz. Bauz. 30. Sept. 05 S. 170/75*) Heutiger Zustand des Hafens.

The improvement of the Delaware River and Harbor and the landing facilities of the Port of Philadelphia. Von Webster. (Journ. Franklin Inst. Sept. 05 S. 161/79*) Flußregulierung und Bau neuer Anlegedämme.

Gesundheitsingenieurwesen.

Ingenieurleistungen beim Bau der Weltausstellung in St. Louis. Von Schossberger. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 29. Sept. 05 S. 541/46*) Uebersicht über die Anlage der Ausstellung, Baulichkeiten, Wasserversorgung und Abwässerungsanlagen.

Gießerei.

Gießerei-Maschinen und -Einrichtungen. Schluß. (Stahl u. Eisen 1. Okt. 05 S. 1139/41*) Einrichtungen für die Röhrengießerei.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 8 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Hebezeuge.

Neuere Helling-Krane. (Schiffbau 27. Sept. 05 S. 1017/20*) Darstellung eines elektrisch betriebenen Drehkranes von 6,5 t größter Tragkraft und eines gleichfalls elektrisch betriebenen Laufkranes von 8 t Tragkraft, gebaut von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.

Les appareils de levage à l'exposition de Liége. Von Ramakers. (Génie civ. 23. Sept. 05 S. 337/39* mit 1 Taf.) Laufkran für 12 t Last und 14,23 m Spannweite mit elektrischem Antrieb und fahrbarer Drehkran für 1,5 t Last und 6 m Ausladung mit Petroleummotorantrieb von Gustin. Laufkran und Drehkran für 10 t Last von Gilain.

Kälteindustrie.

Die Kühl- und Dampfmaschinenanlage auf dem neuen Schlachthof der Stadt Offenbach am Main. (Z. Kälte-Ind. Sept. 05 S. 161/67* mit 2 Taf.) Die Anlage enthält 3 Schwefligsäurekompressoren von je 160 000 WE Leistung zur Kühlung der Räume und einen Eisgenerator für täglich 25 000 kg. Lageplan der Anlage und Schaubilder der Einrichtung

Production des très basses températures. Liquéfaction de l'air et de l'hydrogène. Von Lafay. (Génie civ. 23. Sept. 05 S. 339/42*) Geschichtliches. Vorrichtung von Olszewski zur Verflüssigung der Luft. Verfahren von Linde. Verfahren von Dewar zur Verflüssigung des Wasserstoffes. Forts. folgt.

Lager- und Ladevorrichtungen.

A reinforced concrete coal pocket, Atlantic City water works. Von Allen. (Eng. Rec. 16. Sept. 05 S. 333/34*) Doppeltrichterförmiger Behälter von 9 m Dmr. für 400 t Kohle.

Maschinenteile.

Electrically welded screw caps and bolts. (Journ. Franklin Inst. Sept. 05 S. 181/86*) Bericht über Versuche an Kopfschrauben, bei denen die Sechskantköpfe nach einem neuen Verfahren der Cleveland Cap Screw Co. elektrisch angeschweißt sind.

Materialkunde.

The thermal transformations of carbon steels. Von Arnold und Mc Williams. (Engng. 29. Sept. 05 S. 422/27*) Ausführlicher Versuchsbericht über die Umbildungen des Gefüges von Stahl in gesättigtem, ungesättigtem und übersättigtem Zustande. Meinungsaustausch s. unter Eisenhüttenwesen: The Iron and Steel Institute.

Mica and the mica industry. Von Colles. (Journ. Franklin Inst. Sept. 05 S. 191/210*) Ausführliche Abhandlung über die mineralogischen, chemischen und physikalischen Eigenschaften des Glimmers. Forts. folgt.

Cement and concrete tests at the St. Louis Exposition. Von Humphrey. (Eng. News 21. Sept. 05 S. 300/04*) Eingehender Bericht über die Prüfung von verschiedenen Zementsorten, Zementmörteln und Zementeisenkonstruktionen.

Metallbearbeitung.

The Draper convertible gap lathe. (Iron Age 21. Sept. 05 S. 731*) Die Drehbank von 2330 mm Spitzenweite kann bei 1070 mm Drehdurchmesser zum Abdrehen von Eisenbahnachsen mit aufgezogenen Rädern verwendet werden. Durch Einsetzen eines Hülfsbettes kann der Drehdurchmesser auf 535 mm herabgesetzt und die Bank zum Gewindeschneiden eingerichtet werden.

High-speed radial drilling and tapping machines. (Engng. 29. Sept. 05 S. 407*) Die dargestellte Säulenbohrmaschine von Pollock & Macnab in Bredbury kann Löcher aus dem Vollen bis zu rd. 50 mm Dmr. ausbohren.

2½- and 3-foot radial drill. (Am. Mach. 30. Sept. 05 S. 360/61*) Die von der Bickford Drill & Tool Co. in Cincinnati, Ohio, gebaute Maschine ist für Löcher bis zu 50 mm in Stahl und bis zu 65 mm in Gußeisen gebaut.

Large thread-milling machine. (Am. Mach. 30. Sept. 05 S. 356/58*) Auf der von der Pratt & Whitney Co. gebauten Maschine können Schrauben bis zu 300 mm Dmr. und 1200 mm Länge hergestellt werden.

A new high speed cutting off saw. (Iron Age 21. Sept. 05 S. 729/30*) Die Säge der Railway Appliances Co. mit Scheibe für Einsetzzähne dient zum Abschneiden der Eingüsse und Gußstege an Stahlgußstücken.

A new special automatic knife grinder. (Iron Age 21. Sept. 05 S. 723*) Die von der Safety Emery Wheel Co. gebaute Schleifmaschine für schwere Scherenblätter hat eine wagerechte Schleifscheibenspindel und einen quer dazu angeordneten 5650 mm langen und 635 mm breiten Tisch, auf dem ein Schlitten mit einer senkrechten Aufspannplatte sitzt.

Neuere Spezialwerkzeugmaschinen für Lokomotivwerkstätten. Von Rupprecht. (Glaser 1. Okt. 05 S. 122/26*) Wagerecht-Bohrmaschine für Lokomotiv-Verbundzylinder. Stoßmaschine für Lokomotivrahmen. Kaltsäge für Kurbelwellen. Luftdruckhammer mit Riemenantrieb.

Geschichte und Fabrikation gezogener Gasrohre. Von Bousse. (Stahl u. Eisen 1. Okt. 05 S. 1114/21*) Ursprüngliche und ältere Verfahren zur Herstellung von geschweißten und gezogenen Rohren. Schluß folgt.

Some interesting things from the Union Iron Works. (Am. Mach. 30. Sept. 05 S. 343/46*) Schwere Hobelmaschine. Maschine zum Schneiden elliptischer Mannlöcher. Maschine zum Messen der Steigung von Schiffschraubenflügeln. Druckwassermaschinen.

Motorwagen und Fahrräder.

Versuche mit einem Dampf-Automobilwagen. Von Leitzmann. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Sept. 05 S. 319/39*) Die Versuche wurden im Eisenbahn-Direktionsbezirk Hannover mit einem von Ganz & Co. gebauten, auf zwei Lenkachsen ruhenden Eisenbahnmotorwagen gemacht und bezogen sich auf Feststellung des Kraft- und Kohlenverbrauches, der Geschwindigkeit usw. Konstruktion des Wagens. Vergleich mit Lokomotivbetrieb.

Wellen-, Zellen-, Schlangen- oder Röhrenkühler. Von Mewes. (Motorwagen 20. Sept. 05 S. 607/09*) Der Verfasser berichtet über von ihm angestellte Vergleichsversuche über die Wärmeabgabe der verschiedenen Kühler. Folgerungen aus den Versuchen.

Physik.

Elektromotorische und ponderomotorische Kraft. Von Kronstein. (Z. f. Elektrot. Wien 1. Okt. 05 S. 580/81) Meinungsäußerung zu dem Aufsatze von Wehage »Der Kraftbegriff«, s. Z. 1905 S. 622, und der Zuschrift von v. d. Burchard, Z. 1905 S. 938.

Schiffs- und Seewesen.

H. M. armoured cruiser »Natal«. (Engng. 29. Sept. 05 S. 414/15) Der Panzerkreuzer ist 146 m lang zwischen den Loten, 22,4 m breit und hat 13 550 t Wasserverdrängung bei 8,2 m Tiefgang. Die Maschinen leisten insgesamt 23 500 PSi und sollen dem Schiffe 22⅓ Knoten Geschwindigkeit erteilen. Erläuterungen über den Gefechtswert der Bewaffnung.

The steam trials of H. M. S. »Argyll«. (Engng. 29. Sept. 05 S. 420*) Der Kohlenverbrauch betrug bei 4726 PSi und 13,9 Knoten 0,88, bei 15 108 PSi und 20,8 Knoten 0,825 und bei 21 190 PSi und 22,28 Knoten 0,915 kg/PSi-st.

Textilindustrie.

Aufwindevorrichtung für Selfaktors zur Herstellung von Kötzern in Kreuzwindung. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Okt. 05 S. 1229/30*) Die nach einem Patent von Steiner arbeitende Vorrichtung gestattet eine weitgehende Aenderung der Anzahl der auf- und absteigenden Garnwindungen.

Neue Maschine zum Messen von Geweben. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Okt. 05 S. 1230/31*) Die von der Maschinenfabrik Franz Lehmann in Berlin gebaute Maschine setzt selbsttätig kleine Metallplättchen auf den Rand der Ware auf.

Wasserkraftanlagen.

The Pitman Pelton water wheel. (Iron Age 21. Sept. 05 S. 732*) 50pferdiges Pelton-Rad für 135 Uml./min bei 15,25 m Gefäll und 0,33 cbm/sk Wassermenge.

Wasserversorgung.

The new Lardner's Point pumping station, Philadelphia. (Eng. Rec. 16. Sept. 05 S. 315/18*) Die Anlage besteht aus zwei neuen Werken mit je 6 Pumpmaschinen, deren jedes rd. 450 000 cbm täglich leistet. Einzelheiten der Maschinen, Kessel und Leitungen.

Werkstätten und Fabriken.

Schalldämpfung in Fabrikbetrieben. (Z. Dampfk. Maschbetr. 27. Sept. 05 S. 369/71*) Anwendung von Eisenfilz zur Unterlage von Maschinenlagern und dergl. nach dem Verfahren der Filzfabrik Adlershof A.-G. in Adlershof bei Berlin.

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten. Von Reißner. Forts. (Dingler 30. Sept. 05 S. 609/13*) Betriebskosten und Löhne. Eisenpreise. Forts. folgt.

Sheffield works visited by the Iron and Steel Institute. (Engng. 29. Sept. 05 S. 402/05) Beschreibung einiger Eisen- und Stahlwerke: Norfolk-Werke von Thomas Firth & Sons, Limited, East Hecla-Werke der Hadfield's Steel Foundry Company, Limited, Grimesthorpe-Werke von Cammell, Laird & Co., Limited, Clyde-Werke von Samuel Osborn & Co. Forts. folgt.

Rundschau.

Trotz der vielen Erfolge, welche die **Dampfturbine beim Betriebe von Schiffen** bereits aufzuweisen hat, wird diese Frage von unsern großen Dampfschiffahrtgesellschaften noch mit berechtigter Vorsicht behandelt. Ohne Zweifel ist diese Vorsicht dort am Platze, wo es sich um Schiffe handelt, die sofort nach beendeter Probefahrt in den regelmäßigen Verkehr auf großer Fahrt eingestellt werden sollen, wie es bei den transatlantischen Personendampfern geschieht. Etwas andres ist es bei Schiffen für kleine Fahrt, oder auch bei Fahrzeugen der Kriegsmarine; im ersteren Fall ist die Gefahr einer Betriebstörung nicht allzu groß, da die Schiffe in der Nähe von Häfen sind, und bei der Kriegsmarine kommt es weniger auf Zeit und Mittel an, um eingehende Versuche von längerer Dauer durchzuführen.

Eine Bestätigung dieser Anschauungen bietet das Vorgehen der großen deutschen Dampfschiffahrtgesellschaften. Hier ist noch für keinen transatlantischen Neubau die Dampfturbine als Antriebmittel ins Auge gefaßt, und auch der neueste unlängst bei der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan in Auftrag gegebene Schnelldampfer des Norddeutschen Lloyds erhält wieder Kolbenmaschinen [1]).

Dagegen hat der am 27. September d. J. für die Personen- und Postschiffahrt zwischen Hamburg und den deutschen Nordseebädern eingestellte Dampfer »Kaiser« [2]) Dampfturbinen, die auf den vorhergehenden Probefahrten sehr befriedigt haben, da die vertragliche Geschwindigkeit von 19,5 Knoten nahezu um einen Knoten überschritten wurde. Man wird nicht fehlgehen, wenn man annimmt, daß die bei diesen Versuchen beteiligten Firmen hierbei praktische Erfahrungen für die spätere Anwendung von Dampfturbinen in größerem Maßstabe sammeln wollen.

Bei der Kohlenmeßfahrt des »Kaiser« wurde bei rd. 20 Knoten ein um etwa 20 vH geringerer Kohlenverbrauch festgestellt, als bei einer Dreifachexpansions-Dampfmaschine hätte geleistet werden müssen. Ueber den Kohlenverbrauch bei geringerer Geschwindigkeit sind bisher noch keine Angaben gemacht, und doch wird gerade in diesem Fall ein Vergleich mit Kolbenmaschinen interessant sein, da das Schiff auf der Elbe-Fahrt, die ungefähr die Hälfte seines regelmäßigen Weges ausmacht, gezwungen ist, langsam zu fahren.

Auch in England, wo man von Anfang an schärfer ins Zeug gegangen ist als bei uns, ist man noch lange nicht von der unbedingten Zuverlässigkeit der Dampfturbine für den Schiffsbetrieb überzeugt. Auch dort sind wieder kürzlich für zwei neue große Schnelldampfer der Canadian Pacific Railway von 168 m Länge, 19,5 m Breite, 14500 t Wasserverdrängung und 19 Knoten Geschwindigkeit Kolbenmaschinen zum Antrieb gewählt worden, gegenüber den Turbinendampfern »Virginian« und »Victorian« [3]) der Allan-Linie, welche dieselben Strecken befährt wie die Canadian Pacific Railway und mit ihr im scharfen Wettbewerb steht.

Für die ausgedehntere Anwendung der Dampfturbine auf englischen transatlantischen Schiffen werden die Ergebnisse des demnächst in Dienst zu stellenden Cunard-Dampfers »Carmania« [4]) nahezu ausschlaggebend sein, des bisher größten mit Dampfturbinen versehenen Schiffes, das allerdings in nicht allzulanger Zeit wieder von den beiden für 25 Knoten Fahrgeschwindigkeit geplanten Cunard-Dampfern übertroffen werden wird.

H. Biles, Professor für Schiffbau an der Universität in Glasgow, spricht sich in einem vor kurzem vor der British Association gehaltenen Vortrage sehr günstig über die zukünftige Verwendung der Dampfturbine für Schiffsbetrieb aus und glaubt, daß die Zeit nicht mehr fern sei, wo die Dampfturbine die Kolbenmaschine sowohl auf langsam- wie auf schnellfahrenden Schiffen völlig verdrängt haben werde. Allerdings gibt auch er zu, daß insbesondre bei transatlantischen Dampfern der Erfolg noch nicht vollkommen erreicht ist. Letzteres bezieht sich vor allem auf die Erfahrungen mit den bereits längere Zeit in Betrieb befindlichen Schiffen »Victorian« und »Virginian« der Allan-Linie. Die Leistungen dieser Schiffe im regelmäßigen Betriebe sind noch nicht so gut, wie man von ihnen erwartet hatte. So wurde im Durchschnitt bei den Probefahrten eine Geschwindigkeit von 19,5 Knoten, bei mehreren Ozeanreisen aber nur von 17 Knoten erreicht. Der Kohlenverbrauch soll hierbei ungefähr derselbe wie bei ähnlichen Schiffen mit Kolbenmaschinen sein. Ein wirklicher Gewinn ist bei der Turbinenanlage der »Virginian« in bezug auf das Gewicht erreicht, das rd. 400 t geringer als bei Kolbenmaschinen derselben Leistung ist. Dieser Vorteil ist in der Weise ausgenutzt, daß man ungefähr 60 Kabinenplätze mehr als bei Dampfern gleicher Abmessungen mit Kolbenmaschinen geschaffen hat.

Insbesondre bei Turbinenschiffen für kleinere Fahrt und für die Kriegsmarinen wird in neuerer Zeit neben der Sparsamkeit im Dampfverbrauch vor allem Wert auf die gute Manövrierbarkeit gelegt; darauf kommt erst die Frage des Gewichtes und des Raumbedarfes der Anlage, während der Gewinn oder Verlust an Schnelligkeit erst dann für oder wider in Betracht gezogen werden sollte, wenn es sich um Unterschiede von mehreren Knoten handelt.

W. Kaemmerer.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1484.
[2]) Vergl. Z. 1905 S. 1654.
[3]) Z. 1905 S 224.
[4]) Z. 1905 S. 889.

In dieser Zeitschrift (1904 S. 103) ist bereits der zur Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G. gehörigen **Zeche Zollern II** gedacht worden, weil dort die erste elektrische Hauptschacht-Fördermaschine im Betrieb ist, und weil bei ihr zum erstenmal die elektrische Zentralisierung der Maschinen übertage durchgeführt ist. Ende vorigen Jahres sind nun durch die Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G. und den Dampfkessel-Ueberwachungsverein der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund ausgedehnte und genaue Versuche angestellt worden, um den Dampfverbrauch der Stromerzeuger und den Verbrauch elektrischer Energie der einzelnen Maschinen und Maschinengruppen zu ermitteln. Die Ergebnisse dieser Versuche sind vor kurzem veröffentlicht [1]), und die während eines 24stündigen Betriebes gewonnenen Zahlen, insbesondre die auf die elektrische Förderung bezüglichen, beanspruchen großes Interesse.

Im August 1898 wurde der erste Spatenstich zur Schachtanlage getan. Sie ist auf 2000 Mann Belegschaft und 2000 t Kohlen Tagesförderung berechnet. Zurzeit beträgt die Belegschaft 1450 Mann, und täglich werden 1300 t Kohle gefördert. Wegen Anordnung der Tagesanlagen kann auf Fig. 56 S. 1630 des Jahrganges 1902 verwiesen werden. Zur Dampferzeugung dienen 6 mit Ueberhitzern ausgerüstete Babcock & Wilcox-Röhrenkessel von je 268 qm Heizfläche, von denen aber nur 4 im Betrieb stehen; sie werden durch die Abhitze und die überschüssigen Gase der Koksöfen geheizt. Die Stromerzeuger, die Luftkompressoren, die Fördermaschine und die Umformer für Beleuchtung sind in einer mächtigen Maschinenhalle von 2150 qm Grundfläche, Fig. 1, untergebracht, während die Ventilatoren außen aufgestellt sind. Vom Kraftwerk werden ferner die elektrischen Antriebe der Aufbereitung und der Wäsche, der Werkstätten, der Nebengewinnung, der Koksofenanlage und einer Seilbahn untertage gespeist. Eine Wasserhaltung ist nicht vorhanden, vielmehr werden die 0,6 cbm/min betragenden Zuflüsse nach Zollern I abgeleitet.

Die Stromerzeuger, die elektrisch angetriebenen Kompressoren und Ventilatoren und die elektrische Förderanlage bedürfen noch einiger erläuternder Worte. Als Stromart ist Gleichstrom gewählt, und zwar deshalb, weil ursprünglich für die Fördermaschine nur die in Düsseldorf 1902 ausgestellte Batterieschaltung [2]) vorgesehen war, während der von der Stromart unabhängige Schwungradumformer nach Ilgner [3]) erst später hinzugetreten ist. Es sind zwei 16polige Gleichstromdynamos aufgestellt, die bei 90 Uml./min 1100 KW bei 525 V Spannung dauernd abgeben können; eine der Maschinen übernimmt den Betrieb allein, die andre steht in Reserve. Die gekuppelten Dampfmaschinen: Dreifach-Expansionsmaschinen von 630, 1000 und 2×1100 mm Dmr. bei 1200 mm Hub, sind für Heißdampf gebaut und leisten normal 1500 PS_i, höchstens 1950 PS_i.

Bei den Kompressoren und Ventilatoren ist die Frage der Geschwindigkeitsregelung wichtig. Hier ist der Gleichstrom dem Drehstrom überlegen; denn man kann die Umlaufzahl eines Gleichstrommotors innerhalb ziemlich weiter Grenzen durch Einwirken auf das Magnetfeld verlustlos regeln. Die beiden Kompressoren saugen bei ihrer höchsten Umlaufzahl, 130 Uml./min, stündlich je 4000 cbm Luft an, wobei sie über 400 PS verbrauchen; durch verstärkte Magnetisierung kann die Umlaufzahl bis auf 75 herabgesetzt werden. Die Ventilatoren, ebenfalls 2 an der Zahl, sollen bei 160 Uml./min je 5000 cbm, bei 192 Uml./min je 6000 cbm Luft ansaugen.

[1]) Glückauf 1905 S. 781: Die Schachtanlage Zollern II der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G. Von Bergassessor Randebrock.
[2]) Z. 1902 S. 1632.
[3]) Z. 1904 S. 103.

Fig. 1.

Maschinenhalle der Zeche Zollern II.

Fig. 2.

Schaltung der elektrischen Förderanlage.

M Luftdruckmanometer für die Bremse
Sp Spannungszeiger
Str Stromzeiger
NAS Nebenschlußausschalter, durch die Sicherheitsbremse betätigt
NRW Nebenschluß-Regulier- und Windenschalter z. Anlaßdynamo
SF Schalter zum Feldschwächen
WF Widerstand zum Feldschwächen
JW Justierwiderstand
FRW Feldregulierwiderstand
RWR Regulierwiderstand für das Relais

Fig. 3.

Elektrische Vorgänge während eines Förderzuges.

Wegen der elektrischen Förderanlage kann in der Hauptsache auf die oben erwähnten früheren Berichte in dieser Zeitschrift verwiesen werden. Ergänzend sei folgendes hinzugefügt. Der Förderschacht ist für Doppelförderung eingerichtet; zurzeit steht aber nur eine Fördermaschine im Betrieb; doch wird neben der vorhandenen eine zweite aufgestellt werden, die als Reserve dient. Die Förderkörbe haben 3 Böden und fassen 6 Wagen, deren Inhalt bei den Versuchen durch Wägen 500 beladener Wagen zu durchschnittlich 775 kg ermittelt worden ist, so daß die Nutzlast der Fördermaschine 6 · 775 = 4650 kg beträgt. Zurzeit wird nur aus 293 m Teufe gefördert, weshalb man sich mit der Fördergeschwindigkeit von 10 m/sk begnügt, die man bei Hintereinanderschaltung der Fördermotoren erhält. Während der Versuche war die Akkumulatorenbatterie ausgeschaltet, die Fördermaschine hing also dauernd am Schwungrad-Umformer, auch während der für den Betrieb mit diesem ungünstigen Seilfahrt und der Nachtschicht.

Ueber die Schaltung der elektrischen Förderanlage gibt Fig. 2 Auskunft. Beim Ilgner-Umformer empfängt die Motorseite vom Netz einen Strom, der durch ein Relais auf eine der mittleren Belastung der Fördermaschine entsprechende Stärke einzustellen ist. Um diesen Mittelwert schwankt die Stromstärke ein wenig nach oben und unten, indem das durch diese kleinen Stromschwankungen betätigte Relais das Magnetfeld der Motorseite verstärkt oder schwächt, je nachdem die Dynamoseite, die ihren Strom in die Fördermaschine schickt, stärker oder schwächer belastet ist, wobei das Schwungrad entladen oder geladen wird. Solange das Schwungrad imstande ist, innerhalb der durch das Relais festgelegten Umlaufzahlen — zwischen höchster und niedrigster sind 10 vH Unterschied — die Schwankungen des Kraftverbrauches auszugleichen, was bei normalem Betriebe der Fall ist, bildet die Fördermaschine also für das Netz eine praktisch gleichbleibende Belastung, obwohl ihr höchster Kraftbedarf 1200 bis 1300 PS beträgt, gegenüber einem mittleren von 300 PS. Bei außergewöhnlich langen Förderpausen nimmt der Umformer die höchste Umlaufzahl an, um dann nur die Leerlaufarbeit zu verbrauchen.

Die Steuerung der Fördermaschine, gleichbedeutend mit der Regelung der den Fördermotoren zugeführten Spannung, ist früher ausführlich dargestellt worden[1]. Weil jeder Stellung des Steuerhebels eine bestimmte Geschwindigkeit entspricht, auch bei negativer Belastung, d. h. wenn Lasten eingehängt werden, war es möglich und gegeben, indem man den jeweilig zulässigen größten Hebelausschlag durch Kurvenscheiben, die vom Teufenzeiger getrieben werden, begrenzt, eine Sicherheitsvorrichtung anzuordnen, die die ganze Fahrt überwacht. Langsamer fahren, als durch die Sicherheitsvorrichtung festgelegt ist, kann der Fördermaschinist jederzeit, ebenso Gegen-

[1] Z. 1904 S. 104.

Fig. 4 und 5. Darstellung der Wirkung des Ilgner-Umformers.

Fig. 4. Wattkurven des Ilgner-Motors.

Fig. 5. Wattkurven der Ilgner-Dynamo.

Fig. 6 bis 9.

Diagramme der Dampfmaschine.

strom geben, so daß er die Maschine immer in der Hand behält. Wegen dieser sicheren Beherrschung der Maschine ist für die Anlage auf Zollern II wie für andre gleicher Bauart eine Seilfahrtgeschwindigkeit von 10 m/sk gegenüber höchstens 6 m/sk bei Dampffördermaschinen genehmigt.

Die Versuche selbst erstreckten sich, wie erwähnt, über 24 st vom 25. November 1904 6 Uhr morgens bis zur gleichen Stunde des folgenden Tages. In dieser Frist wurden in 2 Hauptförderschichten 3127 Wagen Kohlen von je 775 kg = 2423,4 t Nutzlast gefördert. 6 Holzwagen, 2 Gezähekisten und 535 kg Materialien wurden eingehängt. Beim Wechsel der Schichten fuhren 1024 Mann ein, 1007 Mann aus. Das Gewicht des Mannes wurde mit 75 kg eingesetzt. Aus der Förderteufe und der Nutzlast, von der die eingehängten Massen abgezogen wurden, ist die während der Versuche geleistete Förderarbeit zu 2657 Schachtpferdstunden berechnet.

Das Gewicht des verbrauchten Dampfes wurde durch Wägen des Speisewassers ermittelt. Die Dampfmaschine wurde indiziert. Die von der Dynamo an die Sammelschienen abgegebene Leistung wurde, ebenso wie der Wattverbrauch in den einzelnen Stromkreisen, teils durch Elektrizitätszähler, teils durch selbstschreibende Spannungs- und Strommesser bestimmt. Die Ablesungen wurden viertelstündlich gemacht.

Fig. 3 ist ein Bild der elektrischen Vorgänge während eines Förderzuges; zu Beginn des Auslaufens ist elektrisch gebremst. Fig. 4 und 5 zeigen sehr anschaulich die Wirkung des Ilgner-Umformers. Während die Motorseite dem Netz eine ziemlich gleichbleibende Leistung entnimmt, folgt die Dynamoseite den außerordentlichen Schwankungen des Förderbetriebes.

Fig. 6 bis 9 sind Diagramme der Dampfmaschine, deren Leistung und Dampfverbrauch während der einzelnen Schichten aus Zahlentafel 1 hervorgehen.

Zahlentafel 1.

	Dampfmaschinenleistung PSi	gesamter Dampfverbrauch kg	Dampfverbrauch kg/PSi-st
Morgenschicht	1820,0	76 310	5,23
Seilfahrt	1175,7	6 400	5,44
Mittagschicht	1730,5	62 380	5,15
Nachtschicht	1010,6	44 218	5,46
zusammen		189 308	

Ueber den Kraftverbrauch der einzelnen Maschinen und Maschinengruppen gibt Zahlentafel 2 Auskunft.

Zahlentafel 2.

Förderung	Ilgner-Motor	3855,89	4 405,39 KW-st
	Erregung der Ilgner-Dynamo	29,15	
	Erregung des Fördermotors	304,25	
	kleiner Kompressor	216,10	
Motoren	Kompressor I	3805,00	17 664,30 »
	» II	5597,00	
	Umformer für Beleuchtung und Kleinmotoren	1120,00	
	Kondensation	547,51	
	Ventilator	1598,00	
	Aufbereitung und Seilbahn	794,70	
	Wäsche	3005,59	
	Kokerei	1196,50	
		Gesamtsumme	22 069,69 KW-st

Aus Zahlentafel 1 und 2 und der oben gemachten Angabe, daß 2657 Schachtpferdstunden geleistet wurden, erhält man folgende Endzahlen:

1) Dampfverbrauch für 1 KW-st . . $\frac{189\,303}{22\,069{,}69} = 8{,}57$ kg
2) Energieverbrauch für 1 Schachtpferdestunde . . . . $\frac{4405{,}39}{2657} = 1{,}66$ KW-st
3) Wirkungsgrad der elektrischen Förderanlage, vom Netz aus gerechnet . . . . $\frac{2657 \cdot 0{,}736}{4405{,}39} = 0{,}445$
4) Dampfverbrauch für die Schachtpferdestunde . . . . $1{,}66 \cdot 8{,}57 = 14{,}226$ kg

Vorstehende Zahlen gelten für einen 24 stündigen Betrieb, sind also für die Beurteilung der Anlage maßgebend. Bemerkenswert sind aber auch die Verteilung des Energieverbrauches auf die einzelnen Schichten und der Dampfverbrauch. Zahlentafel 3 gibt darüber Aufschluß.

Zahlentafel 3.

		6 bis 2 Morgenschicht	2 bis 3 Seilfahrt	3 bis 10 Mittagschicht	10 bis 6 Nachtschicht
Förderung	Ilgner-Motor	1952,52	54,20	1387,12	462,05
	Erregung der Ilgner-Dynamo	15,65	0,58	10,26	2,68
	Erregung des Fördermotors	117,00	15,10	101,50	70,65
	kleiner Kompressor .	106,90	14,10	78,80	16,80
	KW-st	2192,07	83,96	1577,18	552,18
Motoren	Kompressor I . . .	1915,00	55,00	1550,00	285,00
	» II . . .	1770,00	220,00	1720,00	1887,00
	Umformer für Beleuchtung und Kleinmotoren	250,00	20,00	320,00	530,00
	Kondensation	178,16	22,91	159,88	186 56
	Ventilator	525,00	65,00	469,00	539,00
	Aufbereitung u. Seilbahn	399,90	18,60	319,00	57,20
	Wäsche	1463.20	177,35	1049,60	315,35
	Kokerei	383.00	53,00	342,00	418,50
	KW-st	6884.26	631,86	5929,57	4218,61
gesamte gelieferte KW-st		9076,33	715,82	7506,75	4770,79
Dampfverbrauch kg/KW-st		8,45	8 95	8.30	9 28
geleistete Schachtpferdestunden		1562,00	13 053	990,13	92,00
Energieverbrauch für 1 Schachtpferdestunde KW-st		1,395	6,42	1,596	6,01
Dampfverbrauch für 1 Schachtpferdestunde . kg		11,787	57,459	13 247	55 773

Die erzielten Ergebnisse sind bemerkenswert günstig. Zu erwähnen ist noch, daß die Betriebseinrichtungen nicht nur für die Versuchsleistung völlig ausreichten, sondern auch für eine nicht unwesentlich höhere Förderung genügt hätten.

Ueber die **Tätigkeit der Physikalisch-technischen Reichsanstalt im Jahre 1904** liegt ein Bericht vor, dem wir folgendes entnehmen:

Die Physikalische Abteilung (I) der Anstalt hat Versuche in Angriff genommen, um die Schallgeschwindigkeit und damit die spezifische Wärme der Gase und des Wasserdampfes nach einem neueren Verfahren zu bestimmen. Als Resonator dient ein hart gelöteter Messingzylinder von 5 cm Dmr. und etwa 32 cm Länge, der in trockner Luft von 0° bei einer Periode von 0,0019 sk mitschwingt. Die Genauigkeit der Messung ist befriedigend; das Verfahren dürfte auch auf höhere Temperaturen anwendbar sein, dagegen wird die vorliegende Ausführung bei größerem Ueberdruck unbrauchbar.

Für Luft, Stickstoff und Kohlensäure sind die spezifischen Wärmen mit der im vorigen Bericht[1]) beschriebenen Einrichtung bis 800°, für Sauerstoff bis 600° gemessen worden, und zwar wurde jedesmal die mittlere spezifische Wärme zwischen 20° und 440°, 20° und 630° und 20° und 800° bestimmt. Die Ergebnisse zeigen, daß die mittlere spezifische Wärme der einfachen Gase innerhalb der beobachteten Temperaturgrenzen um etwa 3 vH zunimmt. Diese Zunahme überschreitet nur unwesentlich die Fehlergrenze für die absolute Messung. Die für Luft erhaltenen Zahlen stimmen hinreichend mit den von Regnault und Wiedemann angegebenen überein. Die Versuche mit Kohlensäure ergeben bei höheren Temperaturen geringere Werte, als man aus der Regnaultschen Formel erhalten würde, ihre Ergebnisse kommen denen von Langen am nächsten. Da die vorhandene Einrichtung sich über 800° hinaus nicht verwenden läßt, so sind Versuche mit Wasserdampf bis 800° in Angriff genommen worden. Das Wasser des Kalorimeters ist durch Oel ersetzt, dessen Temperatur durch einen elektrisch geheizten Mantel auf etwa 120° gehalten wird.

Die Messungen zur Bestimmung der mittleren Kalorie in elektrischen Einheiten sind fast abgeschlossen. Die Versuche sind etwa zwischen den Temperaturen 5° und 25° ausgeführt worden und haben ergeben, daß die mittlere Kalorie bei 15° 4,19 Wattsekunden entspricht; der Temperaturkoeffizient beträgt zwischen 5° und 25° etwa — 0,0038 für 1°. Vorarbeiten für die systematische Untersuchung der für die Elektronentheorie in Betracht kommenden Eigenschaften der Metalle sind im Gange.

Die Versuche mit dem Fizeauschen Dilatometer sind bis zur Temperatur der flüssigen Luft abwärts ausgedehnt worden. Bei dem als Normalkörper benutzten Ring aus senkrecht zur Achse geschliffenem kristallinischem Quarz hat sich die Längenänderung in der Richtung der Achse bei Abkühlung von 0° auf — 190° mit 0,925 mm, auf 1 m gerechnet, ergeben. Die mittlere Ausdehnungsziffer ist somit hier 0,0000049, während sie zwischen 0° und + 100° 0,0000080 beträgt. Auch die Messungen über die Ausdehnung andrer Materialien in tieferer Temperatur sind zum Abschluß gebracht worden.

Eine kritische Untersuchung über die Gültigkeitsgrenzen des Poiseuilleschen Gesetzes betreffend die innere Reibung von tropfbaren Flüssigkeiten hat folgendes ergeben: Bezeichnet l die Länge, d den Durchmesser eines geraden Rohres, ω die mittlere Durchflußgeschwindigkeit, bei der das Poiseuillesche Druckgesetz eine bestimmte Abweichung zeigt, s die Dichte und η die Reibungsziffer der Flüssigkeit, so ist allgemein

$$\omega = \frac{\eta}{d\,s}\left(\frac{l}{d}\right).$$

Die Abteilung hat schließlich auf Anregung von Dr. Repsold Versuche über das Setzen von Mauerwerk eingeleitet, deren erste Ergebnisse mitgeteilt werden.

Die elektrischen Arbeiten der Abteilung erstrecken sich wie im Vorjahr auf die Prüfung der vorhandenen Normalwiderstände, die keine wesentlichen Abweichungen gegen früher zeigen, ferner auf Untersuchungen an Normalelementen, insbesondre hinsichtlich des Einflusses von Merkuro-Sulfat, sowie auf die Bestimmung des Leitvermögens verdünnter Lösungen der gewöhnlichen starken Salze. Unter den letztgenannten Versuchen sind die mit Radiumbromid und Magnesiumoxalat hervorzuheben.

Die optischen Arbeiten, deren wesentlichsten Teil die Versuche zur Erweiterung der strahlungstheoretischen Temperaturskala bilden, haben im verflossenen Jahr eine wesentliche Förderung erfahren. Der Kohlenkörper hat eine neue Form erhalten, um durch besseren Schutz gegen äußere Wärmeabgabe Stromersparnis zu erzielen und gleichzeitig das Zusammensetzen der Versuchseinrichtung zu erleichtern. In dem neuen Kohlenkörper wird der Strom dem Kohlenrohr nicht mehr durch metallene Klemmbacken, sondern durch große Kohlenscheiben zugeführt, die in einem Stahlrahmen festgeklemmt sind. Das Ganze ruht in einem geschlossenen Blechkasten, dessen freier Raum mit Kohlenpulver ausgefüllt ist. Außerdem wurde eine ausgedehnte Versuchsreihe angestellt, um zu prüfen, innerhalb welcher Grenzen die Anzeigen des Spektralbolometers von Aenderungen in der Anordnung und Einstellung der Vorrichtungen beeinflußt werden.

Die technische Abteilung (II) der Anstalt hat eine große Zahl von Teilungen, Meßgeräten, Gewindelehren und Stimmgabeln beglaubigt. Eine Stimmgabel war schon im Jahre 1888 beglaubigt worden. Sie zeigte jetzt etwa 3 Schwingungen weniger; allerdings war sie angerostet, und ihre Zinken waren merklich verbogen.

Das Starkstromlaboratorium befaßte sich mit der laufenden Prüfung von Meßgeräten für Spannung, Stromstärke, Arbeit und Widerstände, sowie mit der Prüfung von Materialien. Außerdem sind Versuche über das Verhalten der Zähler im praktischen Betrieb, elektrometrische Untersuchungen und Versuche über die Selbstinduktion von Normalwiderständen im Gange.

Im Schwachstromlaboratorium sind Proben von Leitungs- und Widerstandsmaterial, Widerstände, Normalelemente und Trockenelemente geprüft worden. Das Clark-Element wird allmählich von dem Westonschen verdrängt. Der gleichen Abteilung liegt ferner die Nachprüfung der Normalwiderstände

[1]) Z. 1904 S. 1200.

der Prüfämter ob. Es bestehen bisher die Prüfämter I bis VI, die nur sehr wenig benutzt worden sind, da weder ein Prüfzwang noch eine Schutzfrist besteht. Eine Ausnahme macht das Prüfamt München, bei dem die Zahl der Zählerprüfungen abermals zugenommen hat. In Essen und in Bremen sollen weitere Prüfämter eingerichtet worden.

Das magnetische Laboratorium erledigte neben der Prüfung von Magnetisiervorrichtungen und Materialien vergleichende Untersuchungen über verschiedene Prüfverfahren für magnetische Materialien, über Gleichstrom- und Wechselstrommagnetisierung, über die Anfangspermeabilität sowie über die Eigenschaften einer Mangan-Aluminium-Kupferlegierung.

Die Arbeiten der technischen Abteilung, betreffend Wärme und Druck, erstreckten sich auf laufende Prüfung von verschiedenartigen Wärme- und Druckmessern sowie von Geräten zum Messen der Dichte. Insgesamt sind rd. 16200 Thermometer geprüft worden. Mit elektrischen oder optischen Hülfsmitteln wurden 735 Thermoelemente nach Le Chatelier sowie andre Thermoelemente und Zeigergalvanometer für Wärmemeßzwecke geprüft. Zur Bestimmung des Wasserwertes zweier Berthelotscher Kalorimeterbomben ist ein elektrisches Prüfverfahren ausgearbeitet worden. Die Arbeiten, betreffend einheitliche Grundsätze für die Prüfung von Indikatorfedern, sind auch auf die Heißprüfung ausgedehnt. Die Ergebnisse sind bereits in dieser Zeitschrift[1]) veröffentlicht.

Unter den optischen Arbeiten der Abteilung sind Messungen an einer neuen Intensivlampe hervorzuheben. Die hohe Temperatur der abziehenden Gase wird dazu benutzt, um eine im oberen Teil der Lampe angebrachte Thermobatterie zu erregen. Diese treibt einen unter dem Brenner befindlichen, mit einem Ventilator verbundenen Motor, wodurch die Luftzufuhr zum Brenner unterstützt wird. Die Lampe hat sich als wirtschaftlich erwiesen. Großen Zeitaufwand beanspruchte ferner eine Dauerprüfung von Spiritusglühlampen. Die Ergebnisse waren insofern günstig, als die Beleuchtungskosten, auf gleiche Lichtstärke berechnet, etwa einer guten Petroleumlampe gleichkommen. Neben diesen Arbeiten sind noch Versuche mit der Carcel-Lampe, Prüfungen von Saccharometern und Quarzplatten zu erwähnen.

Die chemischen Arbeiten erstreckten sich auf Versuche mit Zinkchlorid, auf die Prüfung von Glas mit Hülfe von Bruchstücken, ferner auf Quarzgeräte, analytische Trennung von Kupfer und Zinn und auf die Anwendbarkeit von Ozon in der analytischen Chemie.

Die Werkstatt der Anstalt war, wie immer, mit der Herstellung verschiedener Versuchseinrichtungen und dem Abstempeln der geprüften Geräte beschäftigt.

In der Luxemburger Abteilung der Lütticher Ausstellung hat Emil Bian, Direktor der Hochofenwerke der Firma Le Gallais-Metz & Cie. in Dommeldingen und Esch (Luxemburg), einen von ihm erfundenen **Reiniger für Hochofengase** ausgestellt, der bereits in einer größeren Anzahl von Hochofenanlagen im Betriebe ist und sich gut bewähren soll.

Der Reiniger, für den die Dinglersche Maschinenfabrik-A.-G., Zweibrücken (Pfalz), für Deutschland und Oesterreich das Ausführungsrecht erworben hat, ist in Fig. 1 und 2 dargestellt.

Fig. 1 und 2.

Er besteht aus einem wagerechten festliegenden Blechzylinder von 3,2 m Dmr. und 3 bis 5 m Länge, dessen Böden geschlossen sind und in den das Gas bei *a* eintritt. Der Zylinder ist an seiner unteren Seite auf seiner ganzen Länge offen und liegt in einer mit Wasser gefüllten Mulde, ist daher bis fast zur Mitte ebenfalls mit Wasser gefüllt. Die in ihm gelagerte wagerechte Achse trägt Scheiben *b* aus starkem Eisengerippe, das mit einem grobmaschigen Drahtgewebe (etwa 1 cm Maschenweite) überzogen ist.

Bei der Drehung der Achse steigen die Scheiben auf der einen Seite benetzt in die Höhe. Das heiß einströmende Gas verdampft auf den ersten Scheiben die gehobenen Wassertropfen und sättigt sich mit Wasserdampf; gleichzeitig erniedrigt sich seine Temperatur, und zwar um so mehr, je weiter es in die Trommel vordringt. Von einer bestimmten Stelle an ist das Gas nicht mehr heiß genug, um das Wasser zu verdampfen, und nun erfolgt umgekehrt durch das kühlere Wasser die Kondensation des in dem Gas enthaltenen Wasserdampfes. Der kondensierende Wasserdampf heftet sich den Staubteilchen an und beschwert sie so, daß sie sich nicht mehr im Gase schwebend halten können; beim Niederschlagen reißt er dann die Staubteilchen mit nieder.

Durch die Auslaßstutzen im Boden wird der Schlamm von Zeit zu Zeit abgelassen. Mittels einer in der Figur nicht erkennbaren, selbsttätig arbeitenden Abspritzvorrichtung werden die Scheiben in gewissen Zeitabschnitten von etwa anhaftenden Staubteilen gereinigt. Das Kühlwasser fließt an dem der Gaseinströmung entgegengesetzten Ende der Trommel ununterbrochen zu, und Scheidewände in der Mulde schaffen getrennte Wasserbehälter und gegenüber der Bewegung des Gases einen Gegenstrom, so daß stets das kühlste Wasser zum Kondensieren benutzt wird, während das heißere verdampft.

Das auf diese Weise vom größten Teile seines Staubes befreite und auch bereits bis fast auf Kühlwassertemperatur abgekühlte Gas wird dann durch einen mit Wassereinspritzung versehenen Ventilator abgesaugt, in ihm noch weiter gereinigt und in einen Trockner gedrückt.

Ein Staubgehalt von etwa 10 bis 12 g/cbm im ungereinigten Gase wird im Mittel auf 0,5 g/cbm herabgedrückt.

Hand in Hand mit dem Ausscheiden von Staubteilchen wird auch der im Gichtgas stets enthaltene Wasserdampf mitkondensiert und die vorhandene Kohlensäure, wenigstens zum Teil, vom Wasser absorbiert, so daß das Gas in seiner Zusammensetzung ebenfalls verbessert wird. Außerdem wird durch die gleichzeitige Abkühlung das Gasvolumen verringert.

Der Wasserverbrauch beträgt nach Angabe des Erfinders bei Gastemperaturen bis 100° für den Reiniger 1 ltr/cbm und für den Ventilator 0,5 bis 1 ltr/cbm, im ganzen also höchstens 2 ltr/cbm, und für Temperaturen über 100° für den Reiniger 2 ltr/cbm und für den Ventilator 1 ltr/cbm. Die Gase sollen dabei fast bis auf die Temperatur des Kühlwassers herunter abgekühlt werden.

Der Kraftverbrauch beträgt für Reiniger und Ventilator zusammen etwa 45 PS bei einer Hochofenanlage von 100 t Tageserzeugung.

Die Umlaufzahl der Welle hängt von der Temperatur des Gases und des Kühlwassers ab; sie beläuft sich im Mittel auf 10 i. d. M.

Die Anschaffungskosten (etwa 35000 ℳ einschließlich Ventilator und Elektromotor) sind ebenso wie die Unterhaltungs- und Betriebskosten gering, der Raumbedarf nicht bedeutend. Die Konstruktion ist sehr einfach und dauerhaft.

Soll das Hochofengas außer zum Heizen der Winderhitzer und Dampfkessel, für welchen Zweck der Reinheitsgrad von 0,5 g/cbm genügt, auch noch zum Betriebe von Gasmotoren verwendet werden, wobei ein Reinheitsgrad von 0,02 g/cbm oder höher nötig ist, so empfiehlt Bian, zwei Reiniger und eine Batterie von Filtern aus Schlackenwolle hintereinander zu schalten, oder einen Theisen-Reiniger zu verwenden. K.

Aehnlich wie seit einer Reihe von Jahren in den Vereinigten Staaten von Amerika geht man neuerdings auch in Deutschland daran, in Geschäfts- und Privathäusern, Theatern und dergl. Anlagen zum Kühlen der Luft einzurichten. Die nachstehende Figur zeigt eine der drei im **Gebäude der Deutschen Bank** in Berlin eingerichteten **Luftkühlanlagen**[1]). Das hier verwendete Kühlmittel ist Wasser, das aus einem besonders erbohrten Brunnen mit einer Temperatur von 12° geschöpft wird. Die zu kühlende Luft tritt zuerst in die Staubkammer *a*, wo der größte Teil des mitgeführten Staubes infolge seines Gewichtes zu Boden fällt, während der feinere Staub durch Wollstoffilter zurückgehalten wird. Durch einen elektrisch betriebenen Ventilator wird die Luft alsdann in den Raum *b* gedrückt, wo 36 gußeiserne Kühlkörper aufgestellt sind. Die Kühlkörper, von denen jeder 20 qm Oberfläche hat, werden durch eine Kreiselpumpe von 350 ltr/min Leistung, die mit einem 2½ pferdigen Elektromotor gekuppelt ist, mit Wasser

[1]) Z. 1905 S. 487.

[1]) Zeitschrift für die gesamte Kälteindustrie Juni 1905 S. 101.

aus dem Brunnen gefüllt. Die an den Kühlkörpern vorbeiströmende Luft wird also abgekühlt und entfeuchtet, während das durch die Kühlkörper laufende Wasser sich erwärmt und in die Entwässerungsleitung abfließt. Die Anlage arbeitet hauptsächlich während der heißen Tagesstunden, während es nachts genügt, die kältere Außenluft ohne besondre Abkühlung einzuführen. Das Gebläse liefert bei einem Druck von 10 mm Wassersäule und 400 Uml/min 600 cbm/min; zum Antrieb dient ein Elektromotor von 4 PS, dessen Geschwindigkeit von 400 bis 200 Uml./min verstellt werden kann. Die Betriebskosten, wobei nur die elektrische Kraft für das Gebläse und für die Kreiselpumpe eingerechnet ist, betragen 1,30 ℳ/st

Luftkühlanlage im Gebäude der Deutschen Bank, Berlin.

Ueber die während zweier heißer Tage mit der Anlage erreichten Ergebnisse geben die nachstehenden Zusammenstellungen Auskunft.

Zeit	Temperatur			stündliche Kälteleistungen	
	der Außenluft °C	der gekühlten Luft °C	im großen Bankzimmer im I. Stock °C	Luftkühlung WE	Lufttrocknung WE
20. Mai 1903					
9 Uhr morgens	27	16	20,5	—	—
12 » mittags	30	16,5	21	100 000	149 500
4 » nachmittags	31,5	17	21,5	103 000	157 500
21. Mai 1903					
10 Uhr morgens	26,5	15	22,5	82 000	23 500
12 » mittags	28	15	21,5	92 500	29 700
4 » nachmittags	28	15,5	21,5	89 000	18 000

In der Zeitschrift Elektrische Bahnen und Betriebe stellt A. Schulte einen **Vergleich zwischen Kolbenmaschine und Dampfturbine** hinsichtlich ihrer wirtschaftlichen Ergebnisse an, der deshalb bemerkenswert ist, weil ihm ein wirklicher Fall zugrunde liegt. Es handelte sich um die Ausschreibung eines Maschinensatzes für die Erweiterung eines Elektrizitätswerkes, das Strom für Licht-, Kraft- und Bahnbetrieb liefert. Zur Verfügung stand Dampf von 12 at und 250°. Der Betriebsmotor sollte für eine Dauerleistung von 1000 KW bemessen sein; die Höchstleistung wurde bei der Rechnung zu 1200 KW angenommen.

Nachdem die Angebote eingelaufen waren, wurden zunächst die Kolbenmaschinen untereinander und die Turbinen untereinander verglichen und bei den günstigsten Maschinen beider Arten eine sorgfältige Berechnung der Rentabilität angestellt. Es ergab sich, daß sich der Betrieb der Dampfturbine um 1760 ℳ im Jahr ungünstiger stellte als der der Kolbenmaschine. In Rücksicht auf die Ungenauigkeit der ziemlich verwickelten Rentabilitätsberechnung ist jedoch dieser Unterschied vernachlässigt und beide Maschinen als gleichwertig angesehen worden. Auch in technischer Beziehung, d. h. hinsichtlich der Betriebsicherheit, der Regulierfähigkeit und der Höchstleistung konnten beide Maschinenarten als gleichwertig betrachtet werden, wenngleich die Kolbenmaschine noch eine stärkere Ueberlastung vertragen kann als die Turbine. Dem letzteren Vorteil stand jedoch die bessere Regulierfähigkeit der Turbine gegenüber.

Obwohl also die Rechnung keinen Ausschlag gegeben hatte, entschied man sich schließlich für die Anschaffung einer Turbine, und zwar deshalb, weil sie ein kleineres Anlagekapital verlangt, und weil sich ihr Dampfverbrauch bei steigender Belastung des Kraftwerkes verhältnismäßig mehr verbessert als bei der Kolbenmaschine. Ferner zog man die Tatsache in Betracht, daß die Dampfturbinenindustrie noch in der Entwicklung steht und daß man vermutlich bei der Anschaffung einer zweiten Turbine schon eine Ueberlegenheit gegenüber der Kolbendampfmaschine erwarten darf. Endlich kam noch die Einfachheit der Dampfturbine mit in Frage.

Am 1. August d. J. ist, wie die Schweizerische Bauzeitung mitteilt, die elektrisch betriebene **Zahnradbahn von Brunnen nach Morschach** am Vierwaldstätter See eröffnet worden. Bei Morschach liegen die bekannten großen Gasthöfe Axenstein und Axenfels, so daß der Verkehr dorthin im Sommer sehr bedeutend ist. Die Bahn ist 2,05 km lang und hat etwa 200 m Höhenunterschied zu überwinden; die mittlere Steigung beträgt 12,6, die größte 17 vH. Der nach Strubschem System hergestellte Oberbau hat 1 m Spurweite. Zum Betriebe dienen 2 elektrische Lokomotiven und 4 Wagen, deren jeder 40 Fahrgäste aufzunehmen vermag. Vom Kraftwerk Altdorf wird Drehstrom von 8000 V geliefert, der in der Station Morschach, 1,4 km vom unteren Ausgangspunkt entfernt, auf die Betriebspannung von 750 V umgeformt und den Fahrzeugen durch Oberleitung zugeführt wird.

Außer den drei bereits bestehenden **Einphasenbahnen in Nordamerika**: Schenectady-Ballston, Indianapolis-Rushville und Pontiac-Odell, ist kürzlich eine vierte zwischen den rd. 28 km voneinander entfernten Städten Atlanta und Marieta im Staate Georgia in Betrieb genommen worden. Die Strecke hat ein normalspuriges Gleis. Der Betriebstrom wird unter 22000 V Spannung von einem Wasserkraftwerk bezogen. Die Spannung wird für die Oberleitung, die ebenso einfach wie bei Gleichstrombahnen, nur mit entsprechend schwereren Isolatoren, ausgeführt ist, in 6 Transformatorenstellen auf 2200 V erniedrigt. In den Städten wird die Bahn mit Wechselstrom von 550 V betrieben. Die Wagen sind mit 4 Westinghouse-Motoren, einem Schalttransformator und einem Walzensteuerschalter ausgerüstet. Von den Motoren sind zwei stets parallel geschaltet. Die Wagen können auch mit Gleichstrom betrieben werden, wobei alle Motoren in Reihe geschaltet und mit Widerständen gesteuert werden. (Electrical World and Engineer 16. September 1905)

Wie die Marine-Rundschau berichtet, hat der **Turbinenkreuzer »Lübeck«** der deutschen Marine die Probefahrten mit je zwei kleinen Schrauben an jeder der vier Wellen beendet, wobei die Ergebnisse aber nicht ganz den hochgespannten Erwartungen entsprochen haben. Zwar haben die Turbinen und Kessel tadellos gearbeitet, jedoch ist es nicht gelungen, die Fahrgeschwindigkeit der mit Kolbenmaschinen ausgerüsteten Schwesterschiffe zu übertreffen. Die Versuche mit größeren Schrauben — eine auf jeder Welle — sind noch nicht abgeschlossen. Bei den Vergleichsfahrten zwischen »Lübeck« und dem von Kolbenmaschinen angetriebenen Kreuzer »Hamburg« wurden bei einer 24stündigen Fahrt mit durchschnittlich 19 Knoten auf »Hamburg« 170,78, auf »Lübeck« 167,87 t Kohlen verbrannt.

Die endgültigen Probefahrten von »Lübeck« finden dieser Tage in der Danziger Bucht statt.

Die am 13. September d. J. mit dem **Linienschiff »Preußen«** abgehaltenen **Probefahrten** an der abgesteckten Meile hatten folgende Ergebnisse:

Maschinenleistung PSi	Geschwindigkeit Knoten	Uml./min
18 374	18,69	116,7
9 717	16,41	97,7
3 494	12,14	67,6
1 245	8,27	45,5

Während der 24 stündigen Dauerfahrt mit den Seitenmaschinen wurden durchschnittlich 3397 PSi bei 74,15 Uml./min geleistet. Der Kohlenverbrauch betrug 0,72 kg/PSi-st. (Marine-Rundschau Oktober 1905)

Am 11. Oktober hat der neue **Riesendampfer** der Hamburg-Amerika-Linie **»Amerika«**[1]) seine erste Reise nach New York angetreten. Bemerkenswert ist, daß dieser Dampfer zum erstenmal neben der ersten und der zweiten Klasse sowie dem Zwischendeck eine dritte Klasse führt, die den Fahrgästen wesentlich mehr Bequemlichkeiten als das Zwischendeck bieten soll. Dort befinden sich nicht, wie im Zwischendeck, weite Schlafräume für eine große Personenzahl, sondern es ist eine Einteilung in Kammern zu 2 bis 8 Betten vorgenommen. Auch ein besonderer Speisesaal ist für die dritte Klasse vorhanden. Der Fahrpreis in der dritten Klasse beträgt 180 ℳ für alle über 12 Jahre alten Personen, für Kinder die Hälfte.

Eine außerordentlich rasche Entwicklung hat die **Motorwagenindustrie in den Vereinigten Staaten von Amerika** erlebt. Noch in dem Zensus der Vereinigten Staaten für das Jahr 1900[2]) spielte dieser Industriezweig fast gar keine Rolle, denn es war angegeben, daß in jenem Jahre nur 56 Motorwagen gebaut seien, die einen Wert von 60788 $ darstellten. Vier Jahre später wurden bereits 17500 Motorwagen im Werte von 22 Millionen $ hergestellt, und in der ersten Hälfte des Jahres 1905 hat sich die Fabrikation noch weiter ausgedehnt, indem in dieser Zeit 26601 Fahrzeuge im Werte von 34650500 $ angefertigt worden sind. Es bestehen zurzeit etwa 100 Motorwagenfabriken, die sich auf 14 Staaten verteilen; am wichtigsten darunter ist Ohio, dann folgen Michigan, Connecticut, New York, Wisconsin, Massachusetts und Pennsylvanien. Nach den vorliegenden Berichten wird die Leistungsfähigkeit der vorhandenen Fabriken voll in Anspruch genommen, und neben dieser eigenen Produktion nimmt noch die Einfuhr namentlich französischer Motorwagen zu.

[1]) s. Z. 1904 S. 1090; 1905 S. 1448.   [2]) Bd. X S. 325.

Der **Richtstollen** für den rd. 8,5 km langen Tunnel **durch die Hohen Tauern** im Zuge der neuen Tauernbahn ist auf der Nordseite bereits 3,5 km, auf der Südseite 1 km vorgetrieben. Ende 1908 sollen alle Arbeiten an der Tauernbahn sowie auch an ihrer südlichen Fortsetzung bis Triest fertiggestellt sein.

Das bayerische Staatsministerium für Verkehrsangelegenheiten hat bestimmt, daß vom 2. Oktober d. J. ab die regelmäßige tägliche **Arbeitzeit** der in den Staatsbahnwerkstätten beschäftigten Arbeiter von 9½ auf **9 Stunden** herabgesetzt werde. Diese Verkürzung soll nach Anschauung des Ministeriums, da die Mittagspausen ohnehin schon meist ausgiebig bemessen sind, in die Morgen- und Abendstunden verlegt werden, jedoch sollen vor der endgültigen Festsetzung noch die beteiligten Arbeiterausschüsse gehört werden.

Vom gleichen Zeitpunkt ab ist auch die Arbeitzeit in den württembergischen Eisenbahnwerkstätten auf 9 Stunden festgelegt.

Berichtigungen.

In Z. 1905 S. 1567 ist bei Erörterung der Frage: Sind Erfahrungen über die »silent running chain« von Morse bekannt? in der Sitzung des Aachener Bezirksvereines über geräuschlose Zahnketten im allgemeinen gesprochen und dabei gesagt worden: Das Ausführungsrecht für Deutschland haben F. Stolzenberg & Cie. in Berlin-Reinickendorf erworben. Das trifft insofern nicht zu, als diese Firma das Ausführungsrecht für Renold-Ketten hat. Das Recht der Ausführung von Morse-Ketten ist im alleinigen Besitz der Westinghouse-Eisenbahn-Bremsen-Gesellschaft, Hannover.

Z. 1905 S. 1654 r. Sp. Z. 28 v. u. lies: ungünstigem statt: günstigem.

Patentbericht.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 13. Nr. 160752. Ueberhitzer. A. Lehne, Frankfurt a/M. Die Ueberhitzerschlangen liegen in einem die Rauchkammer umschließenden Ringraum a. Die Rauchkammer b hat eine Oeffnung e und ist auf Rollen so drehbar gelagert, daß die Rauchgase je nach der Stellung der Rauchkammer auf dem Wege nach d den Ueberhitzer bestreichen (Fig. 1) oder nicht bestreichen (Fig. 2).

Kl. 14. Nr. 162490. Dampfturbine. L. Gümbel, Hamburg. Die Schaufeln haben innen die Form von Schraubenflächen in der Weise, daß deren Achsen parallel der Wellenachse sind und auf jeden Laufradkranz d, d_1 . . . und Leitradkranz f, f_1 . . . je eine halbe Ganghöhe entfällt, so daß der Eintritt in der vorderen und der Austritt in der hinteren Ebene jedes Kranzes in verschiedenen Abständen von der Wellenachse liegen. Man bohrt in die Kranzringe zylindrische Löcher a (Nebenfigur), schneidet je einen halben Schraubengang b nach geeignetem Querschnitt b_1 ein und verschließt die Bohrungen a durch zylindrische Pfropfen a_1; oder man preßt die Schaufeln aus passend geformtem Rohr und befestigt sie auf dem Umfange des Rades. Die Leiträder f, f_1 . . . können auch durch Aufnehmerräume mit Düsenkränzen c ersetzt werden.

Kl. 24. Nr. 160620. Feuerung. Fr. Ruschmeier und J. Wösthoff, Hörde i/W. Um eine Feuerung mit Verbrennungs- und Entgasungsrost für Flammrohrkessel verwendbar zu machen, liegen der Brennrost b und der Entgasungsrost c in einer Ebene. Von c werden die Schwelgase durch die Frischluftdüse d in den Kanal f gesaugt und unter den Brennrost geführt.

Kl. 20. Nr. 162400. Fahrleiter für elektrische Eisenbahnen. Maschinenfabrik Oerlikon, Oerlikon bei Zürich. Die Tragdrähte a sind zwischen den Stützen b schlaff aufgehängt und tragen eine größere Anzahl Streben c, die den Leitungsdraht d aufnehmen, der nun ohne wesentlichen Durchhang schwebt und den Strom an den über ihm liegenden Schleifbügel abgibt.

Kl. 21. Nr. 162204. Geschwindigkeitsregelung für Elektromotoren. G. Wagner, St. Etienne. Die Geschwindigkeit wird dadurch geregelt, daß die Polstücke a im Gehäuse gleiten können und sämtlich durch Exzenter und Triebwerk gleichzeitig von dem Anker entfernt oder ihm genähert werden, wobei für den Exzenterhub nur ein Viertelkreis ausgenutzt wird, damit die zum Verdrehen des Exzenters nötige Kraft bei der sich ändernden magnetischen Anziehung stets dieselbe bleibt.

Kl. 47. Nr. 162144. Wechselgetriebe. H. S. Hele-Shaw, Liverpool (Engl.). Legt man die beiden miteinander verbundenen Gabelhebel h nach rechts, so werden die Ringe i durch Federn n nach rechts geschoben, die Lamellenkupplung $a\,b$ wird gelöst und in der gelösten Lage durch federbelastete Klinken k gesperrt, die Kupplung $a_1\,b_1$ aber wird durch Bolzen r und Ring m eingerückt und der Kupplungsteil $t\,g_1\,l_1\,g_1$ mit $e_1\,s$ starr verbunden, so daß alle Teile sich wie ein Stück drehen. Legt man h nach links zurück, so werden die Klinken k durch Ringe i_1 ausgerückt, $a_1\,b_1$ gelöst, $a\,b$ geschlossen und dadurch der Lagerteil $e\,q\,u$ der Zahnräder v mit dem Gestellteile $g\,l\,g$ gekuppelt, also festgestellt, so daß die Bewegung von s auf t (oder umgekehrt) durch das Zahnrädergetriebe $s_1\,v\,t_1$ mit Uebersetzung und Umkehrung der Drehrichtung übertragen wird.

Kl. 47. Nr. 161928. Abdichtung für Ventilspindeln u. dergl. Crimmitschauer Maschinenfabrik, Crimmitschau i/S. Das aus besonderm Metall gefertigte Führungsrohr *c* der Spindel *b* soll sowohl im Ventilgehäusedeckel *f*, als auch in dem angegossenen, eine Kühlvorrichtung *omn* bildenden Bock *a* so abgedichtet werden, daß man beide Abdichtungen von außen (oben) nachziehen kann. Die untere Dichtungsfläche *g* wird kegelig, die obere *i* zylindrisch ausgeführt, so daß in *i* ein Stopfbüchsenraum entsteht und beim Anziehen der Packung *l* durch die Schraube *d*, Fig. 1, gleichzeitig die Dichtungsflächen *g* aneinander gedrückt werden. Nach Fig. 2 werden die Flächen *g* durch Anziehen mittels Ueberwurfmutter *e* gedichtet, die auch das Muttergewinde für die Stopfbüchsenschraube *d* enthält.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 47. Nr. 161861 (Zusatz zu Nr. 147375). **Blattfedersicherung.** M. Wolf, Schöneberg. Um die Längsverschiebung im Bunde *g* zu verhindern, bringt man zuerst die mit körnerartigen Eindrücken *n* versehenen Blattfedern *f* in den Bund *g*, schiebt dann ein körnerloses Paßstück *p* von richtiger Dicke in den Bund und schlägt oder drückt durch Loch *l* in *g* einen Körner *m* ein, der in die oberste Feder *f* eingreift.

Kl. 47. Nr. 162256. Stützlager mit Druckölschmierung. Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. Zwei Oeldruckpumpen führen durch Leitungen *g*, *h* in den Raum *i* je eine sich möglichst gleich bleibende Oelmenge, die vom Druck in der Leitung unabhängig ist; *k* ist die Rückleitung. Ist die Welle *b* in der Pfeilrichtung *I* belastet, so wird der Bund *a* an die Wand *d* gedrückt; sofort steigt der Druck in der Leitung *h* und der Ringnut *f*, bis er der Belastung das Gleichgewicht hält und das Oel durch einen sich bildenden schmalen Raum zwischen *d* und *a* hindurchgedrückt wird. Wechselt der Druck nach *II*, so wirken *g e*, *c* ebenso; eine Umsteuerung der Oelleitung ist dabei nicht erforderlich.

Kl. 50. Nr. 161287. Reinigungs- und Sichtmaschine. H. Graepel, Budapest. Die mit den Verteilstufen *a* versehenen Rahmen *b* sind zum Verändern der Windrichtung drehbar aufgehängt und mittels Ketten *c* oder dergl. verstellbar.

Kl. 50. Nr. 161518. Rosettenlager für Walzenstühle. J. Konegen, Braunschweig. Die Gehäusewand *c* und der Lagerkörper *a* tragen je einen Ausschnitt *g* und *h*, deren Breite dem Durchmesser *d* der Walzenachse gleich ist. Werden diese beiden Schlitze durch Drehung des Lagerkörpers *a* zur Deckung gebracht, so läßt sich die Walzenachse seitlich herausheben.

Kl. 47. Nr. 162214. Rahmenförmiger Steuerschieber. R. Pawlikowski, Görlitz. Die durch einen Spannring *c* gegenseitig abgedichteten und durch eine Feder *f* oder durch Dampfdruck auf die parallelen Schieberspiegel *a*, *b* gedrückten Schieberteile *d*, *e* haben Kreisringform, so daß sie samt den Spiegelflächen durch Abdrehen und Schleifen hergestellt werden können.

Kl. 50. Nr. 161195. Spannrahmen für Flachsichtersiebe. Schneider, Jaquet & Cie., Straßburg-Königshofen. An die die Bewegung einleitenden Träger *q* sind die Rahmenschenkel *h* mittels löslicher Schraubenverbindungen angeschlossen, so daß sie zum Zweck des Einklemmens der Rahmen *s* parallel zu sich selbst verschoben werden.

Kl. 60. Nr. 162352. Regler mit Stellhemmung. A. Johnson, Sundsvall (Schweden). Der Regler *r* verstellt mittels Gestänges pqr_1r_2s den Steuerschieber *t* einer Druckwasser-Kolbenmaschine *c*, und diese verstellt mittels Gestänges *def* den Kraftzufluß und bringt mittels *degp* den Steuerschieber *t* wieder in die abschließende Mittellage zurück. Die Stange *q* steht unter der Einwirkung einer Belastungsfeder *a*, mittels deren die Umlaufzahl während des Ganges geändert werden kann, und einer bremsenden Feder *b* (Nebenfigur), die beim Steigen von *q* durch die Scheibe b_1, beim Sinken durch b_2 zusammengedrückt wird, und deren regelbare Anfangsspannung die Empfindlichkeit des Reglers bestimmt. Eine dieser Federn oder beide können auch an der Stange *s* angebracht werden.

Kl. 81. Nr. 162173. Kippvorrichtung für Eisenbahnwagen. H. Aumund, Köln. Der zu entleerende Wagen wird auf ein verschiebbares Gestell *b* mit gekrümmter Auflaufbahn *a* gefahren, mit den Vorderrädern auf einen Rollwagen *f* gezogen, der mit dem Haken f_1 die Vorderachse umfaßt, und mit diesem durch ein Windwerk b_1 auf der gekrümmten Bahn hochgezogen. Statt des fahrbaren kann ein schaukelförmiges Gestell *b* angeordnet werden, das sich nach dem Entleeren des Wagens auf den Schienen abwälzt, so daß der Wagen nach der andern Seite abrollt.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, sind das **26.** und **27.** Heft erschienen; sie enthalten:

E. Roser: Die Prüfung der Indikatorfedern.
H. F. Wiebe und **R. Schwirkus:** Beiträge zur Prüfung von Indikatorfedern.
A. Staus: Einfluß der Wärme auf die Indikatorfeder.
R. Schwirkus: Ueber die Prüfung von Indikatorfedern.
R. Schwirkus: Auf Zug beanspruchte Indikatorfedern.

Der Preis dieser beiden in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 2 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können die beiden Hefte zusammen für 1 ℳ beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** ist, soweit der Vorrat reicht, für diejenigen Mitglieder, die es noch nicht bestellt haben, im Postinlande für 2 ℳ, im Postauslande für 2,50 ℳ portofrei zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Beiblatt Nr. 26

zu Nr. 41 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 14. Oktober 1905.

Zum Mitgliederverzeichnis.

Aenderungen.

Bayerischer Bezirksverein.

Ludw. Finck, Major, Direktor der Geschützgießerei und Geschoßfabrik, Ingolstadt.
F. Rheinstein, Ingenieur bei J. A. Maffei, München, Kaulbachstr. 96.

Berliner Bezirksverein.

Karl Behrend, Dipl.-Ing., Nieder-Schönhausen.
Dr.-Ing. Bronislaw Biegeleisen, Assistent an der techn. Hochschule, Charlottenburg, Goethestr. 75.
Fritz Böck, Ingenieur, Konstrukteur der Daimler Motoren-Gesellschaft, Marienfelde bei Berlin.
Walter Buchholz, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Pestalozzistr. 18.
Walter Caspari, Dipl.-Ing., Berlin N.W., Albrechtstr. 11.
Siegm. Cohn, Dipl.-Ing., Berlin N.W., Turmstr. 50.
Rob. Deißler, Zivilingenieur, i/Fa. Kuhnt & Deißler, Berlin S.W., Gitschiner Str. 108.
Bruno Engel, Reg.-Baumeister, Spandau, Grunewaldstr. 10/11. *M.*
E. Fiebelkorn, Ingenieur, Prenzlau.
Kurt Fitzner, Ingenieur, Pankow bei Berlin, Wollankstr. 5a.
Curt Fleck, Reg.-Baumeister, Berlin W., Ansbacher Str. 34.
Max Grimm, Schiffbauingenieur, Charlottenburg, Cauerstr. 19.
Emil Hagen, Ing. bei Grün & Moniac, Berlin W., Starnberger Str. 4.
Carl Hagenauer, Ingenieur und Metallwarenfabrikant, Berlin S.O., Mariannenpl. 12.
Friedr. Haltern, Ingenieur, Charlottenburg, Marchstr. 6. *W.*
Hans Hasse, Ingenieur, Charlottenburg, Friedrich Karlpl. 2.
Carl Haubner, Ingenieur und Maschinenfabrikant, Jurjew (Dorpat), Livland.
Wilh. Heckhoff, Ingenieur, Berlin S.O., Reichenberger Str. 119.
Wilh. Heerberger, Ingenieur der Alfa-Laval-Separator-G. m. b. H., Berlin N.W., Scharnhorststr. 37.
E. F. Heyen, Ingenieur, Tegel bei Berlin, Schlieperstr. 65.
Werner Heym, Ingenieur, Königsberg i/Pr.
Karl Hinze, Ingenieur, Steglitz, Zimmermannstr. 14.
M. Hochwald, Ingenieur, Berlin N.W., Alt-Moabit 106.
Holzapfel, Reg.-Baumeister, Schöneberg b. Berlin, Martin Lutherstr. 25.
Alb. Hundt, Ing der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b H., Nürnberg.
Hans Jungwirth, Ingenieur, Fredersdorf, Ostbahn.
Alb. Kestner, Dipl.-Ing., Berlin N.W., Turmstr. 65.
Eug. Kreß, Reg.-Bauführer, Berlin W., Jägerstr. 9. *K. Wbg.*
Otto Krueger, Ing. und Patentanwalt, Berlin S.W., Gitschiner Str. 14.
Karl Láng, Dipl.-Ing., Werkstättenchef der Hernádtaler ung. Eisenindustrie A.-G., Krompach, Ungarn.
Walter Leppin, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Bismarckstr. 8.
Otto Lorenz, Ingenieur bei Otto Peschke Nachf., Berlin N.W., Stromstr. 26.
Wilh. Lotz, Dipl.-Ing., Treptow bei Berlin, Elsenstr. 100.
Wilh. Minner, Oberingenieur bei Reuter & Straube, Halle a/S.
Fritz Neuroth, Ingenieur, Charlottenburg, Wallstr. 100.
Rud. Palmié, Ingenieur, Berlin N.W., Pritzwalker Str. 15.
Heinr. Petersen, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Charlottenburger Ufer 64a.
Erich Philippi, Dipl.-Ing., Assistent am elektrotechn. Institut der techn. Hochschule, Langfuhr.
Aug. Pilz, Oberingenieur, Magdeburg-N., Agnetenstr. 10.
Franz Reichardt, Dipl.-Ing., Berlin N., Badstr. 45/46.
Friedr. Reuter, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Leibnizstr. 28.
Ernst Roesler, Ingenieur, Charlottenburg, Grolmanstr. 58.
Ad. Rübke, Direktor der Baugesellschaft für Loiat-Eisenbeton G. m. b. H., Posen.
H. Rühlow, Ingenieur, Schöneberg bei Berlin, Tempelhofer Str. 22.
Harry Sauveur, Dipl.-Ing., i/Fa. H. H. Böker, Lankwitz bei Gr. Lichterfelde.
Erich Schmidt, Gewerbereferendar, Osnabrück, Heinrichstr. 47. *Uw.*
Paul Schönfeld, Reg.-Bauführer, Münster i/W.
J. Strumphler, Ingenieur bei Gebr. Stork, Hengelo, Niederland.
Max Unger, Ingenieur, Hildesheim, Weißenburger Str. 1a.

Bochumer Bezirksverein.

Moritz Grünthal, Ingenieur, Kassel, Wörthstr. 4.
Friedr. Meyenberg, Ingenieur bei Max Jüdel & Co. A.-G., Braunschweig.
Fritz Rawitz, Ingenieur bei Arthur Koppel A.-G., Bochum. *O./S.*

Braunschweiger Bezirksverein.

Herm. Baum, Ingenieur, Schmalkalden i/Thür.

Breslauer Bezirksverein.

Hans André, Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G. Grusonwerk, Magdeburg, Benediktinerstr. 3.
Max Fischer, Ingenieur, Generalbevollmächtigter von A. Borsig, Breslau, Salvatorpl. 7.

Chemnitzer Bezirksverein.

Reinhold Feldweg, dipl. Ingenieur beim Polytechnikum, Riga.
Heinr. Jaeger, Ingenieur, Neustadt a/Haardt.

Dresdener Bezirksverein.

Heinr. Gust. Wilh. Tetzner, Gewerberat, kgl. Gewerbeinspektor, Chemnitz, Theaterstr. 37.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Otto Jaeger, Ingenieur, Schwabach.
Erich Kaler, kgl. Direktions-Assessor, Vorstand der kgl. Betriebswerkstätte, Hof.
Ernst Lintzmeyer, Dipl.-Ing., München, Schellingstr. 124.

Frankfurter Bezirksverein.

Paul Iltis, Ingenieur, Straßburg i/E., Kölner Ring 5.
Franz Lay, Ingenieur, Heidenheim a/Brenz.
Franz Paul Strauß, Ingenieur, Frankfurt a/M.-Bk., Kettenhofweg 217.
Otto Tuch, Ingenieur der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G., Frankfurt a/M., Höchster Str. 45.
Alb. Wandt, Ingenieur, Kirchhain, Bez. Kassel.
Wilh. Wenske, Oberingenieur, Rüsselsheim a/Main.

Hamburger Bezirksverein.

Ad. de Vivanco, Dipl.-Ing. bei der A.-G. Weser, Bremen.

Hannoverscher Bezirksverein.

Rob. Gau, Ingenieur, Altona, Holstenstr. 196.

Hessischer Bezirksverein.

Georg Hollstein, Dipl.-Ing., Wetter a/Ruhr, Märkische Str. 28.

Karlsruher Bezirksverein.

Fritz Hoppe, Zivilingenieur, ber. Ingenieur für Elektrotechnik, Herrenalb bei Karlsruhe.

Lausitzer Bezirksverein.

Gürschner, Professor, Direktor der kgl. Tiefbauschule, Rendsburg.

Lenne-Bezirksverein.

Fr. Selter, kgl. Militär-Baumeister, Lippstadt i/W.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Georg Bornschier, Ingenieur bei der Capitaine Motoren-Gesellschaft m. b. H., Düsseldorf-Reisholz.
Fritz Derdack, Dipl.-Ing., Dillenburg.
Karl Herwegh, Ingenieur der Rather Dampfkesselfabrik vorm. W. Gehre A.-G., Rath.
Moritz Hirsch, Dipl.-Ing. bei der Brauerei-Maschinenfabrik A. Freundlich, Düsseldorf, Suitbertusstr.
A. von Königslöw, Direktor der Crefelder Schraubenfabrik m. b. H., Crefeld-Linn.
Alfred Küpper, Ingenieur bei der Capitaine Motoren-Gesellschaft m. b. H., Düsseldorf-Reisholz.
Martin Lehmann, Geh. Marine-Baurat a. D., Düsseldorf, Worringer Straße 68. *S./H.*
Georg Liebl, Ingenieur, Prinsenbolwerk 26, Haarlem, Holland.
J. B. Mac Farlane, Ingenieur, Glasgow, Maxwell Road 320.
Arthur Patschke, Ingenieur, Obercassel, Bez. Düsseldorf.
G. Plange jun., Reg.-Bauführer a. D., Düsseldorf, Graf Adolfpl. 5. *Hb.*

Alfr. Pothmann, Ingenieur der Maschinenfabrik Sack, Rath. *S.*
G. Reidelbach, Ingenieur bei Hartung, Kuhn & Co., Düsseldorf.
Eug. Schultz, Ingenieur, Berlin N, Schröderstr. 12.
Kurt Winkhaus, Dipl.-Ing. bei der Benrather Maschinenfabrik G. m. b. H., Düsseldorf, Reichsstr. 2.

Oberschlesischer Bezirksverein.

A. Schwarze, Ingenieur, Dortmund, Sonnenstr. 140.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Otto Radloff, Ingenieur, Sommerfeld, Bez. Frankfurt a/O.

Pommerscher Bezirksverein.

Paul Czygan, Ingenieur der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Stettin, Bugenhagenstr. 8.

Posener Bezirksverein.

Rich. Kößner, Ingenieur, Görbersdorf.

Rheingau Bezirksverein.

Ad. Betzel, Ingenieur, Mainz, Schottstr. 5.
Ant. Moder, Dipl.-Ing., Wiesbaden, Arndtstr. 1.
Jos. Nink, Techniker, Wiesbaden, Werderstr. 5.
Wilh. Roeck, Direktor der Kostheimer Zellulose-Papierfabrik A.-G., Kostheim bei Mainz.
Karl Scherer, Ingenieur, Wiesbaden, Albrechtstr. 8.
Ludw. Witthöft, Oberingenieur, Wiesbaden, Adelhaidstr. 76 a. *F. P./S.*

Ruhr-Bezirksverein.

Phil. Franz, Ingenieur, Duisburg, Bismarckstr. 176.
Emil Hoemke, Dipl.-Ing. bei der Friedrich Wilhelmshütte A.-G., Mülheim a/Ruhr.
Aug. Mirbach, Zivilingenieur, Duisburg, Sonnenwall 74.
H. Peters, Ing. der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger, Duisburg.
Rich. Sonntag, Ingenieur d. Duisburger Maschinenbau-A.-G., Duisburg.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein.

Ernst Jank, Ingenieur, Direktor des Eisenhüttenwerkes Keula bei Muskau A.-G., Keula i/Schles.

Sächsischer Bezirksverein.

Karl Keller, Ingenieur, Leipzig-Gohlis, Lothringer Str. 59. *O/S.*
Conr. Lembert, Direktor der Baumwollspinnerei am Stadtbach, Augsburg.
Wilh. Lutterman, Ingenieur, Fermersleben bei Magdeburg.
Alfr. Scheiter, Ingenieur, i/Fa. Metallwarenfabrik Thörmer & Kroedel, Leipzig-Plagwitz.
Dr.-Ing. Hugo Stahl, Leipzig, Plagwitzer Str. 89.

Thüringer Bezirksverein.

Alfred Hammer, Ingenieur der Nordhäuser Maschinenfabrik Schmidt, Kranz & Co., Nordhausen.
Karl Maisbacher, Ingenieur bei A. L. G. Dehne, Halle a/S.
Friedr. Schultz, Ingenieur der Halleschen Maschinenfabrik und Eisengießerei, Halle a/S. *B.*
Dr. Heinr. Walter, Professor an der kgl. Universität, Halle a/S. *Hs.*

Westfälischer Bezirksverein.

H. Behrend, Ingenieur, Dortmund, Katharinenstr. 4. *B.*

Württembergischer Bezirksverein.

Willy Cox, Ingenieur, Hannover-Linden, Jacobsstr. 7.
K. Mühlmann, Reg.-Baumeister, Ingenieur der Maschinenfabrik Eßlingen A.-G., Eßlingen a/N.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Ernst Otto Böhm, Ingenieur, Dresden-A., Reißigerstr. 18.
Otto Burchardt, Ingenieur, Magdeburg-Buckau, Gärtnerstr. 11.
Rich. Fuks, dipl. Ingenieur, Kiew, Funduklejewskaja 36/6.
Heinr. Hentzen, Ingenieur, Charlottenburg, Goethestr. 85.
Otto Hornbruch, Ingenieur bei Petry-Dereux G. m. b. H., Düren, Rheinland.
Friedr. Kiefernagel, Ingenieur bei Hein, Lehmann & Co. A.-G., Eller bei Düsseldorf.
E. Klauke, Fabrikbesitzer, Thorn.
Matthias Kleine, Ingenieur, Ober-Ingelheim a/Rh.
Paul Kochte, Ingenieur bei Rich. Raupach, Görlitz.
Emil Kortenbach, Dipl.-Ing., Südende bei Berlin, Halskestr. 55.
Karl Heinr. Küpper, Professor an der k. k. Staatsgewerbeschule, Brünn.
Otto Clemens Larraß, Dipl.-Ing., Göda i/S.
Alb. Lowies, Ingenieur, Breslau, Lehmgrubenstr. 88.
Berth. Messerschmidt, Reg.-Baumeister, Potsdam, Schützenpl. 2.
Arnold Möhl, Ingenieur, Hannover, Windtorstr. 12.
E. Max Otto, Ingenieur, Düsseldorf, Bilker Allee 176.
J. Ouwehand, Ing. bei Hofstede-Crull & Willink, Hengelo, Holland.
Friedr. Pfeiffer, Ingenieur, Hannover, Egestorffstr. 8.
Erich Preiß, Ingenieur, Berlin N.W., Huttenstr. 11.
Kurt Rebling, Ingenieur, Halle a/S., Blücherstr. 3.
Max Rindfleisch, Schiffbauingenieur der Flensburger Schiffbaugesellschaft, Flensburg.
Th. Ryder, Ingenieur bei Luth & Roséns Elektriska Aktiebolag, Rosenlundsgatan, Stockholm.
Gust. Schimpff, Reg.-Baumeister bei der kgl. Eisenbahn-Direktion, Altona, Palmaille 9.
Walther Schmidt, Ingenieur d. Zeitzer Eisengießerei u. Maschinenbau-A.-G., Zweigniederlassung, Köln-Ehrenfeld.
Adolf Schmitt, Ingenieur, Kiel, Dammstr. 54.
Alwin Schwipper, Ingenieur, Chemnitz, Zwickauer Str. 1.
Ed. Simon, Dipl.-Ing. bei der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengießerei, Görlitz.
C. R. Storz, Ingenieur, Halle a/S., Königstr. 55.
Ottmar Vollheim, Dipl.-Ing., Darmstadt, Soder Str. 77.
Ernst Walsberg, Reg.-Bauführer, Berlin S W., Katzbachstr. 3.
Siegb. Weihhäuser, Dipl.-Ing. bei der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen A.-G., Wiesbaden.
Herm. Welp, Ingenieur, Lengerich i/W.

Verstorben.

Heinr. Gut, Ingenieur, Heidenheim a/Brenz. *Wbg.*
F. Höper, Ingenieur, Vertreter von G. Luther, Köln. *K.*
Rich. Liebig, Direktor der Peniger Maschinenfabrik u. Eisengießerei A.-G., Penig i/S. *Sächs.*

Neue Mitglieder.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Franz Kaestner jun., Fabrikbesitzer, Erfurt.
H. Kaestner, Ingenieur, Erfurt.
Carl Paulin, Ingenieur, Zella-St Blasii.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Moritz Hennig, Ingenieur, Düsseldorf Grafenberg, Bruchstr. 40.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Defert, Bergwerksdirektor, Michalkowitz bei Laurahütte.
Martin Trautmann, Ingenieur, Gleiwitz O/S.
Fr. Wiegand, Ingenieur, Gleiwitz O./S.

Rheingau-Bezirksverein.

Heinrich Keller, Ingenieur, Mombach, Mainzer Str. 5.

Ruhr-Bezirksverein.

Baptist Schwarz, Dipl.-Ing., Isselburg.

Sächsischer Bezirksverein.

Johannes Dönitz, Ingenieur, Leipzig, Grassistr. 24.
Hans von Littrow, Dipl.-Ing. u. Reg.-Bauführer, Leipzig, Sidonienstr. 20.

Thüringer Bezirksverein.

R. Müller, Ingenieur, Mitinhaber der Firma W. Pfeffer Nachf., Halle a/S.
Fürchtegott Oppermann, Ingenieur, Mitinhaber der Firma W. Pfeffer Nachf., Halle a/S.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Maximilian Hugo Evendt, Abteilungschef der Rigaer Eisengießerei und Maschinenfabrik vorm. Felser & Co., Riga, Alexanderstr. 184.
Hans Nützel, Ingenieur, Bayreuth, Brandenburger Str. 17.
Georg von Sidensner, Schiffbauingenieur der Kaiserl. Russischen Marine, St. Petersburg, Sergiewskaia 4.
Harry Wiechmann, Techniker, Cuxhaven, Alterweg 14.
Carl Zisseler, Dipl.-Ing., Bremen, Neustadts Contrescarpe 80.

Gesamtzahl der ordentlichen Mitglieder 19850.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 42. **Sonnabend, den 21. Oktober 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Die thermischen Eigenschaften des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° C.[1]

(Mitteilung aus dem Laboratorium für technische Physik der Kgl. Technischen Hochschule München.)

I. Teil.

Bericht über die Bestimmung der Dichte des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° C.

Von **Osc. Knoblauch, R. Linde** und **H. Klebe.**

Die Bestimmungen des Druckes und der Temperatur des gesättigten Wasserdampfes, welche Regnault[2]) in seiner berühmten Abhandlung gegeben hat, sind infolge der bewunderungswürdigen Sorgfalt, mit der sie ausgeführt worden sind, bisher fast für alle technischen Anwendungen des Wasserdampfes allein maßgebend gewesen. Auch Zeuner[3]) hat die Angaben Regnaults über die Aenderung des Sättigungsdruckes mit der Temperatur und die ebenfalls von Regnault bestimmte Verdampfungswärme des Wassers benutzt, um die spezifischen Volumina des gesättigten Dampfes mit Hülfe der Clapeyron-Clausiusschen Gleichung

$$\frac{r}{u} = A T \frac{dp}{dt}$$

zu berechnen; hierin bedeutet r die latente Verdampfungswärme, A den Wärmewert der Arbeitseinheit, p den zur Temperatur t^0 C oder T^0 (in absoluter Zählung) gehörigen Sättigungsdruck und endlich u die Differenz des spezifischen Volumens des trocken gesättigten Dampfes und des flüssigen Wassers bei der gleichen Temperatur T.

Erst etwa 45 Jahre nach Regnault sind Versuche ähnlichen Umfanges ausgeführt worden, und zwar hat Battelli[4]) sowohl Beobachtungen des Druckes und der Temperatur, als auch solche des spezifischen Volumens des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes angestellt. Er dehnte dabei die Grenzen des Temperatur- und Druckbereiches bis zum kritischen Punkt aus.

Da die Werte des spezifischen Volumens, welche Battelli durch Versuche bestimmt hat, nicht unbeträchtlich von denjenigen abweichen, die von Zeuner nach Regnault berechnet sind, so erscheint bei der hohen technischen Wichtigkeit des Wasserdampfes eine erneute Untersuchung von Druck, Temperatur und Volumen desselben nicht überflüssig. Eine solche ist außerdem vom theoretischen Standpunkt äußerst wünschenswert, da unsre Kenntnis von dem Verhalten des Wasserdampfes in der Nähe des Sättigungspunktes durch das darüber bisher vorliegende Beobachtungsmaterial noch keineswegs sicher gestellt ist.

Es ist nämlich mehrfach beobachtet worden, daß der Druck einer abgeschlossenen Dampfmenge bei gleichbleibendem Volumen und abnehmender Temperatur in der Nähe der Sättigung stärker abnimmt als in dem Gebiet höherer Ueberhitzung. Bei zeichnerischer Darstellung dieser Verhältnisse würden also in einem Diagramm, welches die Temperaturen als Abszissen, die Drücke als Ordinaten enthält, die Linien konstanten Volumens, die sogen. »Isochoren«, keine geraden Linien sein, wie dies bei den Gasen der Fall ist, sondern einen krummlinigen Verlauf zeigen. Die Gestalt der Isochoren ist jedoch durch die Beobachtungen von Hirn[1]), Battelli[2]), Ramsay und Young[3]) noch nicht eindeutig festgelegt.

Eine weitere Unsicherheit besteht bezüglich der Bestimmung des spezifischen Volumens des gesättigten Dampfes. Sowohl Battelli als auch schon früher Herwig[4]) sowie Wüllner und Grotrian[5]) haben gefunden, daß bei isothermer Annäherung an den Sättigungspunkt eine Kondensation bereits eintritt, bevor bei Verminderung des Volumens der Sättigungsdruck erreicht ist. Der Beginn der Kondensation wurde dabei

[1]) Der ausführliche Abdruck des in Teil I der nachstehenden Abhandlung enthaltenen Versuchsberichtes sowie der in Teil II entwickelten theoretischen Folgerungen ist bereits in Heft 21 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« erfolgt. Der vorliegende Auszug enthält nur die wichtigsten Punkte, und es sei daher bezüglich der genaueren Einzelheiten auf die ausführliche Veröffentlichung verwiesen.

[2]) V. Regnault, Mémoires de l'Académie royale de l'Institut de France 21, 1847.

[3]) G. Zeuner, Technische Thermodynamik Bd. 2.

[4]) A. Battelli, Memorie della reale accademia delle scienze di Torino Ser. II 43 S. 63, 1893; im Auszug mitgeteilt in Annales de Chimie et de Physique (7) 3 S. 408 1894.

[1]) G. A. Hirn, Théorie mécanique de la chaleur, Bd. 1 S. 455 u. f., 1875.

[2]) A. Battelli, Ann. de Chim. et de Phys. (7) 3 S. 408, 1894.

[3]) W. Ramsay und S. Young, Phil. Trans. of the Royal Soc. of London 183 A. S. 107 1892.

[4]) Herwig, Poggendorffs Annalen 137 S. 592 1865.

[5]) A. Wüllner und O. Grotrian, Wiedemanns Annalen 11 S. 545 1880.

durch das Auftreten eines Niederschlages an den Gefäßwänden oder an einem im Dampfraum befindlichen kleinen Spiegel erkannt. Bringt man das Verhalten des Dampfes durch ein Diagramm zur Darstellung, welches die Volumina als Abszissen, die Drücke als Ordinaten enthält, so würde also bei isothermer Annäherung an den Sättigungspunkt die Volumenverminderung eine Kondensation bereits bei einem kleineren Wert der Ordinate zur Folge haben, als dem Sättigungsdruck entspricht. Dies bedingt aber eine Unsicherheit in der Bestimmung des spezifischen Volumens des gesättigten Dampfes, insofern es fraglich erscheint, ob dasselbe gleich demjenigen Volumen ist, bei dem die erste Spur der Kondensation sichtbar wird, oder gleich demjenigen, das sich bei graphischer Extrapolation ergibt, wenn man in dem erwähnten pv-Diagramm die Isotherme verlängert, bis sie die Parallele zur Abszissenachse im Abstande des Sättigungsdruckes schneidet. Für die erste Ansicht entscheiden sich Wüllner und Grotrian, für die zweite Battelli.

Von vornherein ist es nun denkbar, daß die Wandung des Gefäßes, in welchem der Dampf eingeschlossen ist, auf diesen einen Einfluß ausübt. Einen solchen haben zwar Wüllner und Grotrian (a. a. O.) nicht nachweisen können, obgleich er durch andre Erfahrungen wahrscheinlich gemacht wird. Die oben erwähnte Krümmung der Isochoren, die sich aus den Beobachtungen von Battelli ergibt, ist nämlich nach Ramsay und Young wesentlich stärker. Während Battelli absolute Volumina von etwa 150 ccm anwandte, waren diejenigen von Ramsay und Young ungefähr 100 mal kleiner und daher das Verhältnis der umhüllenden Oberfläche zum eingeschlossenen Volumen vielmals größer. Die starke Krümmung der Isochoren bei Ramsay und Young kann also, wie diese bereits erwähnen, in der Einwirkung der Oberfläche ihre Erklärung finden.

Wenn somit die Einwirkung der Wandung auf den Dampf nicht ausgeschlossen erscheint, so ist die Bestimmung des spezifischen Volumens des gesättigten Wasserdampfes aus der Beobachtung des ersten Niederschlages nicht einwandfrei. Denn dieser könnte als eine vorzeitige Kondensation durch die Mitwirkung von Kräften der Adhäsion oder chemischen Affinität zwischen Dampf und dem Material der Gefäßwand oder des Spiegels bereits hervorgerufen werden, bevor im Dampfraum wirklich der Sättigungszustand erreicht ist.

Bei einer erneuten Untersuchung der thermischen Eigenschaften des Wasserdampfes ist somit vor allem dafür zu sorgen, daß die Oberfläche im Verhältnis zum eingeschlossenen Volumen möglichst verkleinert, also das Volumen der benutzten Gefäße nach Möglichkeit vergrößert wird, und daß ferner das spezifische Volumen des gesättigten Dampfes nach einer einwandfreien Methode bestimmt wird. Beides wird erreicht mit Hülfe der nachstehend beschriebenen Versuchseinrichtung[1]), die Hr. Professor Dr. v. Linde bereits vor Eröffnung des Laboratoriums für technische Physik für eine in der damaligen Versuchstation der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen geplante Untersuchung der Dichte des Wasserdampfes nach seinen Angaben und auf seine Kosten hatte herstellen lassen. Diese Versuchseinrichtung hat Hr. v. Linde dem genannten Laboratorium für die vorliegende Untersuchung zur Verfügung gestellt. Wir möchten nicht unterlassen, ihm sowohl hierfür wie für seine wertvollen Ratschläge bei der Ausführung der Versuche unsern aufrichtigen Dank zum Ausdruck zu bringen.

Die nachstehende Abhandlung zerfällt in die beiden Abschnitte:

A) Versuchseinrichtung,
B) Versuchsergebnisse.

Die theoretischen Folgerungen, die aus den Beobachtungsergebnissen zu ziehen sind, sind in dem zweiten Teil der Arbeit entwickelt. In der am Schluß folgenden Zusammenfassung der Ergebnisse sind sowohl die von Teil I wie auch die von Teil II zusammengestellt.

[1]) An der Konstruktion war Hr. Ingenieur Gg. Hilpert beteiligt, der auch die ersten Vorversuche angestellt hat. Diese bezogen sich namentlich auf die Auswahl der Glassorte, aus der die Ballons herzustellen waren.

A) Versuchseinrichtung.

Während Battelli in der gleichen Weise wie die meisten andern Forscher bei der Bestimmung des spezifischen Volumens überhitzter und gesättigter Dämpfe die Temperatur während des Versuches konstant hielt, dagegen Druck und Volumen änderte, also durch Versuch die Isothermen festlegte, ist bei der nachstehend beschriebenen Untersuchung das Volumen konstant gehalten, dagegen Temperatur und Druck verändert worden, so daß also der Verlauf der Isochoren bestimmt wurde.

Nach dem von v. Linde vorgeschlagenen Beobachtungsverfahren wurde dabei das den Dampf einschließende Gefäß von innerem Ueberdruck entlastet, und es konnten daher Gefäße aus Glas verwandt werden, die bei mäßiger Wandstärke einen Rauminhalt zwischen 1,7 und 3 ltr faßten.

Die Grundlage dieser Beobachtungsweise wird am einfachsten an Hand der schematischen Zeichnung Fig. 1 erläutert.

In einem eisernen Topf A befindet sich ein Glasballon[1]) B mit angeschmolzenem Glasrohr CD, welches bei D in einer Stopfbüchse endet und durch das eiserne Rohr EFG mit dem Quecksilbermanometer M verbunden werden kann. Der Topf A kann mit Wasserdampf vom Kessel K aus gefüllt werden. Der Dampf umspült den Ballon sowie das Ballonrohr in dem Rohre HH auf eine Länge von 250 mm. Das Kondensat läuft, da Kessel und Topf unter dem gleichen Drucke stehen, durch die Leitung LNO in den Kessel zurück. Innerhalb des Rohres QQ befindet sich, dem Glasrohr CD entsprechend, ein gleich weites aber oben offenes Glasrohr RS, welches unten bei S in einer Stopfbüchse endet und durch das Verbindungsrohr UF den Anschluß des Heizraumes A an das Manometer M gestattet.

Man bringt nun in den Glasballon eine abgewogene Wassermenge und entfernt aus ihm die Luft. Darauf läßt man das Wasser nach und nach verdampfen, indem man mit dem Kesseldampf heizt, und sorgt gleichzeitig dafür, daß das Quecksilber des Manometers sowohl das Rohr GFU als auch FE füllt und in den Rohren SR und DC so hoch steht, daß der Quecksilbermeniskus in beiden durch die vorhandenen Glasfenster[2]) beobachtet werden kann. Da sich die Heizung auch auf das mit Quecksilber gefüllte Ballonrohr erstreckt, so ist sichere Gewähr geleistet, daß der im Ballon befindliche Wasserdampf überall die gleiche Temperatur, nämlich die des Heizdampfes hat. Die zur Messung dieser Temperatur dienenden Thermometer befinden sich in zwei unten geschlossenen Gasrohren, die in den Deckel von A eingeschraubt sind. In dem Rohre RS (kurz gesagt: bei Q) und in dem Rohre CD (kurz gesagt: bei H) steht dann das Quecksilber solange gleich hoch, als im Ballon noch flüssiges Wasser vorhanden ist. Durch Vergleich der Höhe des Meniskus bei Q oder H mit der Höhe des oberen Meniskus im Manometer erhält man unter Berücksichtigung des Luftdruckes den Sättigungsdruck, welcher der in A herrschenden Temperatur entspricht.

Bei weiterer Temperatursteigerung verdampft alles Wasser im Ballon. Trägt man dafür Sorge, daß der Meniskus bei H stets an einer bestimmten, durch eine Marke am Rohr CD bezeichneten Stelle steht[3]), so daß also im Ballon immer das gleiche Volumen abgeschlossen ist, so genügt schließlich das darin befindliche Wasser nicht mehr, um ihn bei der vorhandenen Temperatur mit gesättigtem Dampfe zu füllen; es findet also Ueberhitzung statt.

[1]) Die Ballons waren von den Glaswerken Schott und Genossen in Jena in bekannter Vollkommenheit geliefert, und zwar aus Jenaer Geräteglas.

[2]) An den Rohren HH und QQ befand sich vorn und hinten je ein Glasfenster. Die Fenster waren von der Akt.-Ges. für Glasindustrie vormals Friedrich Siemens in Dresden bezogen; sie bestanden aus sogen. Hartglas und hielten einen Druck von 11 at sicher aus.

[3]) Diese Einstellung geschah mittels des gußeisernen Behälters X, der teilweise mit Quecksilber gefüllt und durch die Rohrleitung VW unter Kesseldruck gesetzt war. X war sowohl mit dem Manometer M als auch mit RS und CD verbunden; die Verbindungsrohre waren mit Quecksilber gefüllt. Durch Oeffnen der Hähne h_1 oder h_2 konnte der Meniskus bei H gehoben oder gesenkt werden.

Aeußerlich erkennbar ist der Eintritt der Ueberhitzung daran, daß die Menisken bei Q und H nicht mehr die gleiche Höhe haben, sondern daß derjenige bei Q durch den gesättigten Dampf tiefer hinabgedrückt wird als derjenige bei H durch den überhitzten Dampf. Der Vergleich der beiden Stände mit dem des oberen Meniskus im Manometer gibt für die betreffende Temperatur den Druck des gesättigten und des überhitzten Dampfes.

Grundsätzlich läßt sich auf diese Weise auch unmittelbar das spezifische Volumen des gesättigten Dampfes bestimmen, indem man bei steigender Temperatur beobachtet, wann die Menisken bei Q und H gerade aufhören, denselben Stand zu zeigen, oder wann sie (nach vorheriger Ueberhitzung) bei sinkender Temperatur gerade wieder anfangen, den gleichen Stand anzunehmen; denn bei den zugehörigen Werten von Druck und Temperatur genügt die im Ballon befindliche abgewogene Wassermenge gerade noch, den Balloninhalt zu sättigen; das Verhältnis dieses Rauminhaltes zum Gewicht des eingeschlossenen Wassers ergibt das spezifische Volumen.

Fig. 1. Schema der Versuchseinrichtung.

Praktisch verfährt man jedoch besser so, daß man für eine Reihe von Temperaturen in der Nähe der Sättigungstemperatur des im Ballon befindlichen Wassers die Drücke des **gesättigten Dampfes** außerhalb des Ballons und die Drücke des **überhitzten Dampfes** innerhalb des Ballons bestimmt und in einem Koordinatensystem die Temperaturen als Abszissen, die Drücke als Ordinaten einträgt (vergl. Fig. 2).

Man erhält dann 2 Punktfolgen: 1) die pt-Kurve des gesättigten Dampfes, 2) die pt-Kurve des überhitzten Dampfes bei unveränderlichem Volumen, also eine sogenannte Isochore. Verlängert man die letztere in der Richtung der fallenden Temperaturen bis zum Schnitt mit der Kurve des gesättigten Dampfes, so erhält man die dem vorhandenen spezifischen Volumen entsprechenden Werte von Sättigungsdruck und Temperatur und daher auch umgekehrt das zu dem betreffenden Sättigungszustande gehörige spezifische Volumen.

Mit Hülfe dieser zeichnerischen Extrapolation sind die in Zahlentafel 1 (S. 1702) eingetragenen Drücke und Temperaturen des gesättigten Dampfes bestimmt. Diese Extrapolation der Isochore ist zuverlässiger als die von Battelli ausgeführte Verlängerung der Isotherme, welche oben erwähnt worden ist; denn die Isochoren sind nahezu vollkommen gerade Linien (vergl. Fig. 2), während die Isothermen einen krummlinigen Verlauf zeigen.

Das von v. Linde zur Verfügung gestellte **Manometer** war ein Quecksilbermanometer von etwa 7600 mm Höhe, so daß mit ihm Drücke bis zu etwa 11 at gemessen werden konnten. Bei einer nahezu 8 m hohen Quecksilbersäule mußte das Quecksilber natürlich eine genau bestimmbare Temperatur haben, um die durch die Verwendung des Quecksilbermanometers gegenüber einem Präzisions-Federmanometer erreichbare größere Genauigkeit nicht vollkommen illusorisch zu machen. Aus diesem Grunde war das eiserne Steigrohr des Manometers von einem weiteren Rohr umgeben, in welchem Wasser in starkem Strome von oben ein- und unten bei Z, Fig. 1, ausfloß, und es waren an dem Steigrohr in Abständen von je 760 mm 10 Anstiche angebracht, in die rd. 800 mm lange Glasrohre mit Millimeterteilung eingesetzt wurden. Von diesen Anstichen wurde stets nur derjenige geöffnet, der sich jeweils unmittelbar unterhalb des Quecksilberspiegels im Steigrohre befand; an dem betreffenden Glasrohre wurde mit einem Ablesefernrohr der Stand des Quecksilbers bestimmt. Die Säule im Steigrohre bis zu dem geöffneten Anstich hatte dann überall die gleiche Temperatur, nämlich diejenige des im äußeren Rohre fließenden Kühlwassers, und nur das Quecksilber in dem zur Beobachtung dienenden Anstichrohre hatte eine andre Temperatur. Da diese Quecksilbersäule höchstens eine Länge von 800 mm annehmen konnte, so ließ sich ihre mittlere Temperatur mit hinreichender Genauigkeit durch ein im Beobachtungsraum in der mittleren Höhe der Säule aufgehängtes Thermometer bestimmen.

Um den Manometerstand bequem ablesen zu können, war für den Beobachter an dem Manometer ein Fahrstuhl angebracht, der von Hand hinauf- und herabgedreht werden konnte.

Der **Dampfkessel** war für Feuerung mit Leuchtgas eingerichtet und hatte eine Heizfläche von 0,75 qm und einen Wasserraum von rd. 100 ltr. Er stammte aus der Werkstatt der Firma Siller & Jamart in Barmen-Rittershausen; seine höchste Betriebspannung betrug 12 at.

Die Feuerung bestand aus einer Batterie von 8 großen Bunsenbrennern, welche in 3 Gruppen parallel geschaltet waren. Bei einem Verbrauch von rd. 4 cbm/st Leuchtgas war es möglich, in 4 st die höchste Spannung von 12 at im Kessel zu erzeugen. Dank der Einrichtung, daß der verbrauchte Dampf als Wasser in den Kessel zurückfloß, war es während des Versuches nicht nötig, den Kessel zu speisen, und es konnte daher die Spannung beliebig lange fast völlig unverändert gehalten werden.

Die Einführung einer abgewogenen Menge destillierten Wassers in den Ballon, dessen Rauminhalt durch Auswägen mit Wasser bestimmt war, geschah in folgender Weise: Ein unten geschlossenes Glasröhrchen, das eine bestimmte Wassermenge enthielt, wurde gewogen und mit Hülfe eines Drahtes von unten in das Ballonrohr und hinauf bis in den Ballon geschoben. Alsdann wurde der Ballon mit dem Röhrchen umgedreht, hierdurch das Wasser zum Ausfließen in den Ballon gebracht und darauf endlich das Röhrchen mittels des Drahtes aus dem Ballon herausgezogen und abermals gewogen. Man erhielt auf diese Weise das Gewicht des in den Ballon eingebrachten Wassers. Der Ballon wurde darauf in einen mit fester Kohlensäure gefüllten Sack gesteckt, nachdem vorher das Ballonrohr an eine Chlorkalziumröhre angeschlossen war, um bei der Abkühlung des Balloninnern (durch die Kohlensäure) das Hineinsaugen von Feuchtigkeit aus der Umgebung zu vermeiden. Samt dem Kohlensäuresack wurde dann der Ballon in den Heizraum eingesetzt, das untere, offene Ende des Glasrohres in der Stopfbüchse D abgedichtet und das Balloninnere mit einer Luftpumpe ausgepumpt. Da das im Ballon befindliche Wasser an der Ballonwand angefroren und sehr stark abgekühlt war, so war sein Dampfdruck so gering, daß nicht zu befürchten war, daß ein Teil davon beim Auspumpen entweichen würde. Das Gewicht der untersuchten Wassermengen lag zwischen 1,5 und 12 g. Zum Auspumpen diente eine Geryk-Oelpumpe mit Handbetrieb, die sich sehr gut bewährt hat.

In den ausgepumpten Ballon ließ man darauf durch passende Stellung der Hähne h_3 und F Quecksilber bis zur eingeätzten Marke des Ballonrohres hinaufsteigen, entfernte den Kohlensäuresack vom Ballon, setzte den Deckel auf A und ließ aus dem inzwischen geheizten Kessel den Dampf in den Heizraum eintreten. Die in letzterem befindliche Luft wurde durch den Hahn h_6 ausgelassen. Nachdem alles Wasser im Ballon verdampft war, wurde die Temperatur in A noch soweit gesteigert, daß der Dampf im Ballon um einige Grade überhitzt wurde.

Es wurde nun eine Reihe von Druckbestimmungen mit gesättigtem und überhitztem Dampf bei verschiedenen (natürlich für die einzelne Beobachtung unverändert gehaltenen) Temperaturen gemacht. Hierbei stellte der eine Beobachter den Meniskus bei H auf die an CD angebrachte Marke ein, deren absolute Höhe bei jedem Versuch einmal mit einem Kathetometer bestimmt wurde. Ein zweiter Beobachter bestimmte gleichzeitig mit dem Kathetometer den Stand des Quecksilbermeniskus bei Q, während ein dritter den Stand des Quecksilbers im Manometer ablas.

Die Temperatur wurde nach und nach so lange vermindert, bis schließlich im Ballon Sättigung eintrat und das eingebrachte Wasser teilweise im Ballonrohre bei H wieder flüssig zum Vorschein kam. Die Veränderung der Temperatur des Heizdampfes (und somit die des Balloninnern) wurde durch verschiedene Einstellung des Druckes im Kessel und diese letztere durch Regelung der Gaszufuhr herbeigeführt.

B) Versuchsergebnisse.

Zur rechnerischen Verwertung der auf diese Weise erhaltenen Beobachtungszahlen bedurfte es noch zweier gesonderter Untersuchungen, von denen die eine die Bestimmung des thermischen Ausdehnungskoeffizienten und der Kompressibilität der benutzten Glasballons, die andre den Einfluß der Quecksilberdampfspannung auf die beobachteten Drücke betraf. Denn es sollte, wie bereits erwähnt, der Druck des Wasserdampfes bei verschiedener Temperatur, aber konstantem Volumen bestimmt werden. Es mußte daher die Aenderung bestimmt werden, welche das Ballonvolumen durch Aenderung von Temperatur und Druck erleidet, wobei in bezug auf letzteren nur ein äußerer Ueberdruck in Frage kam. Hierbei ergab sich für den kubischen thermischen Ausdehnungskoeffizienten der Wert 0,0000182 und für den Kompressionskoeffizienten 0,000087 für eine Druckzunahme von 1 at.

Die Spannung des Quecksilberdampfes hätte durch die Destillation des Quecksilbers an den Menisken bei H und Q zur Wirkung kommen können. Die darauf bezügliche Untersuchung ergab, daß der Teildruck des Quecksilberdampfes weder im Glasballon B noch im Heizraum A einen meßbaren Wert annahm, und daß daher die zur Beobachtung kommenden Drücke des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes nicht merklich durch den Teildruck des Quecksilberdampfes beeinflußt werden.

Die auf diese Weise erhaltenen Beobachtungswerte sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt und in Fig. 2 eingetragen. Die Zahlentafel enthält in der zweiten Reihe das spezifische Volumen der untersuchten Wasserdampfmenge, die dritte und vierte Reihe enthalten zusammengehörige Werte von Temperatur und Druck des überhitzten Dampfes, die fünfte Reihe den Differentialquotienten des Druckes nach der Temperatur bei unveränderlichem Volumen und endlich die letzte Reihe den Spannungskoeffizienten α_v, der sich aus zueinander gehörigen Wertepaaren p_1, t_1 und p_2, t_2 von Druck und Temperatur nach der Formel berechnet:

$$\alpha_v = \frac{p_2 - p_1}{p_1 t_2 - p_2 t_1}.$$

In Fig. 2 sind die Temperaturen als Abszissen, die Drücke (in mm Hg) als Ordinaten eingezeichnet. Sie enthält einerseits die Kurve der Sättigungsdrücke, anderseits die beobachteten Isochoren. Jede der letzteren ist mit einer Nummer versehen, welche aus der neben der Figur stehenden Zahlentafel das zu ihr gehörige spezifische Volumen in cbm/kg entnehmen läßt. Die außerdem bei einigen Isochoren nebengedruckten negativen Zahlen haben die folgende Bedeutung:

Zeichnet man für ein ideales Gas, dessen Zustand durch die Gleichung $pv = BT = B(a + t)$ bestimmt ist, die pt-Kurven bei unveränderlichem Volumen auf, also die sogen. Isochoren, so erhält man gerade Linien, die sämtlich durch den Punkt $p = 0$, $t = -a = -273$, d. h. durch den Punkt -273 der Temperaturachse hindurchgehen.

Für den Wasserdampf ist diese einfache Zustandsgleichung nicht mehr gültig[1]), seine Isochoren zeigen daher ein andres Verhalten. Als charakteristisch für diese ergibt der Anblick der Fig. 2, daß sie zwar wie bei den Gasen (wenigstens innerhalb unsres Versuchsbereiches) fast vollkommen gerade Linien sind, deren Neigung gegen die Temperaturachse mit zunehmendem spezifischem Volumen abnimmt, daß sie jedoch nicht alle gegen den gleichen Punkt -273 der Temperaturachse zusammenlaufen. Die im Diagramm neben einigen Isochoren eingetragenen Zahlen bedeuten die Punkte der Temperaturachse, gegen welche die Isochoren gerichtet sind, und man könnte sie daher als die »Konvergenztemperaturen« bezeichnen. Der Zahlenwert der letzteren ist gleich dem negativen reziproken Wert des zugehörigen Spannungskoeffizienten α_v.

Der Vergleich der Werte des Spannungskoeffizienten zeigt, daß derselbe von $\frac{1}{255,5}$ bei dem spezifischen Volumen 1,598 cbm/kg (entsprechend dem Sättigungsdruck 799 mm Hg) ansteigt bis $\frac{1}{168}$ bei dem spezifischen Volumen 0,1817 cbm/kg (entsprechend dem Sättigungsdruck 8050 mm Hg). Somit verändert sich gleichzeitig die Neigung der Isochoren derart, daß die Konvergenztemperatur, die bei einem idealen Gase für alle spezifischen Volumina bei -273^0 liegt, sich von $-255,5^0$ bei dem großen Volumen bis zu -168^0 bei dem kleinen Volumen verschiebt.

Die Abnahme des Druckes bei unveränderlichem Volumen und abnehmender Temperatur war in einigen Versuchsreihen bei Annäherung an die Sättigung stärker als in dem Gebiet höherer Ueberhitzung. Sowohl unsre eigenen Beobachtungen wie ihr Vergleich mit denjenigen andrer Forscher deuten darauf hin, daß diese stärkere Druckabnahme keine charakteristische Eigenschaft des schwach überhitzten Wasserdampfes ist, sondern in äußeren Störungen ihre Erklärung finden kann. Wie bereits erwähnt, ist die gleiche Beobachtung schon von Battelli sowie Ramsay und Young gemacht worden, und zwar in stärkerem Maße. Beispielsweise be-

[1]) Die Zustandsgleichung des Wasserdampfes wird in Teil II behandelt.

Fig. 2. Beobachtungswerte.

Zahlentafel der spezifischen Volumina v.

Versuch	v	Versuch	v	Versuch	v	Versuch	v
1	1,598	9	0,9085	17	0,4955	25	0,3258
2	1,550	10	0,8328	18	0,4710	26	0,3100
3	1,288	11	0,8250	19	0,4666	27	0,2809
4	1,189	12	0,7405	20	0,4566	28	0,2652
5	1,122	13	0,6400	21	0,3950	29	0,2428
6	1,039	14	0,6340	22	0,3897	30	0,2188
7	1,023	15	0,6143	23	0,3582	31	0,1910
8	0,9150	16	0,5204	24	0,3540	32	0,1817

Zahlentafel 1.

Nr. des Versuches	spezifisches Volumen cbm/kg	Temperatur °C	Druck mm Hg	$\left(\frac{dp}{dT}\right)_v$ mm/°C	α_v [2])
1	1,598	146,37	900,1	2,232	1/255,5
		141,08	888,5		
		135,79	876,7		
		126,65	856,4		
		117,58	835,7		
		109,61	818,0		
		105,95	809,8		
		102,82	802,3		
		101,43*[1])	799*		
2	1,550	113,58	852,0	2,42	
		110,17	843,7		
		109,16	839,6		
		108,15	837,7		
		106,98	835,8		
		106,46	834,3		
		105,30	831,4		
		103,50	827,5		
		103,13	826,6		
		102,36*	825*		
3	1,288	120,06	1036,6	2,75	1/257,0
		114,85	1021,6		
		114,10	1020,7		
		112,30	1015,7		
		111,79	1014,0		
		110,62	1011,0		
		109,43	1007,6		
		108,70	1005,1		
		108,55	1004,8		
		108,07*	1004*		
4	1,1895	117,06	1120,5	3,20	
		115,69	1116,1		
		114,07	1110,9		
		113,73	1109 9		
		112,80	1106,9		
		111,52	1102,8		
		111,23	1101,8		
		110,71*	1100*		
5	1,122	149,20	1281,9	3,26	1/244
		145,42	1270,5		
		141,56	1258,0		
		137,16	1245,1		
		133,18	1230,8		
		126,56	1209,8		
		118,25	1182,2		
		116,23	1175,5		
		113,97	1168,0		
		112,36*	1162*		
6	1,039	120,05	1277,3		
		118,83	1272,9		
		117,83	1270,1		
		115,80	1262,7		
		114,75*	1259*		
7	1,023	120,85	1294,1	3,27	
		118,79	1286,9		
		117,02	1282,2		
		116,97	1280,9		
		116,64	1280,9		
		116,05	1278,3		
		115,44	1276,4		
		115,34	1275,5		
		115,28*	1276*		
8	0,9150	124 51	1471,2	4,02	
		124,12	1469,7		
		123,94	1468,7		
		123,06	1465,2		
		121,67	1459,5		
		120,51	1455,1		
		119,84	1451,5		
		119,08*	1449*		
9	0,9085	128,94	1500,1	4,10	1/235
		124,26	1480,5		
		123,66	1478,1		
		122,70	1474,1		
		121,21	1468,1		
		120,15	1463,4		
		119,60	1459,7		
		119,31*	1460*		
10	0,8328	126,48	1611,5	4,37	
		125,46	1607,0		
		124,10	1601,0		
		123,98	1600,7		
		122,53	1583,2		
		122,25	1575,7		
		122,06*	1592*		
11	0,8250	149,82	1739,5	4,55	1/241
		144,35	1715,2		
		142,97	1708,9		
		138,41	1688,9		
		132,56	1662,6		
		127,47	1639,5		
		124,89	1627,4		
		123,20	1618,9		
		122,56*	1616*		
12	0,7405	174,96	2059,0	4,96	1/240
		169,97	2033,8		
		167,97	2024,1		
		159,92	1984,5		
		150,01	1936,0		
		140,96	1892,0		
		135,55	1864,3		
		130,28	1837,9		
		128,59	1828,9		
		127,48	1823,2		
		126,33*	1816*		
13	0,6400	139,25	2167,3	5,90	
		135,26	2144,6		
		133,53	2133,8		
		132,56	2128,5		
		131,54*	2122*		
14	0,6340	156,02	2286,7	5,90	1/231
		152,38	2265,3		
		148,48	2243,6		
		143,88	2216,0		
		139,94	2191,7		
		135,78	2168,2		
		135,72	2167,6		
		134,22	2159,0		
		132,85	2150,6		
		131,90*	2145*		
15	0,6143	138,80	2256,5	5,93	
		136,80	2244,0		
		135,96	2240,1		
		135,52	2237,1		
		134,57	2231,8		
		134,46	2231,0		
		133,87	2227,5		
		133,81	2226,9		
		133,35	2223,6		
		133,03*	2222*		
16	0,5204	163,72	2824,6	7,30	1/223
		158,72	2788,0		
		154,72	2758,8		
		147,19	2704,9		
		142,50	2670,6		
		141,15	2660,7		
		139,87	2650,9		
		139,45	2647,4		
		139,08*	2645*		
17	0,4955	147,25	2836,5	7,70	
		143,86	2809,6		
		142,96	2802,6		
		142,59	2800,0		
		141,89	2791,4		
		140,90*	2787*		

[1]) Die mit * bezeichneten Angaben sind die durch Extrapolation erhaltenen Werte für Temperatur und Druck im Sättigungszustande.

[2]) Die Werte für α_v sind nur bei jenen Versuchen angegeben, die genügend weit in das Ueberhitzungsgebiet ausgedehnt worden sind, um einigermaßen zuverlässige Werte für α_v zu liefern.

Nr. des Versuches	spezifisches Volumen cbm/kg	Temperatur °C	Druck mm Hg	$\left(\frac{dp}{dT}\right)_v$ mm/°C	α_v
18	0,4710	150,00 147,98 145,65 145,15 144,15 143,67 143,53 143,00*	3011,3 2994,6 2975,0 2970,8 2960,3 2948,9 2952,0 2953*	8,72	
19	0,4666	152,52 148,63 146,07 145,01 144,85 144,00 143,40 143,17*	3044,7 3013,5 2992,7 2984,1 2983,0 2975,3 2967,9 2969*	8,13	
20	0,4566	150,40 148,56 146,72 145,70 145,45 144,06*	3091,1 3077,0 3060,6 3052,6 3047,4 3040*	8,30	
21	0,3950	155,43 154,00 152,68 152,62 151,61 151,44 150,77 149,82*	3610,3 3595,5 3582,7 3582,4 3572,3 3570,1 3563,4 3554*	10,0	
22	0,3897	175,64 171,90 169,17 165,19 161,73 156,48 152,59 151,54 150,96 150,25*	3846,5 3809,9 3783,9 3744,3 3710,1 3658,3 3619,0 3607,8 3601,1 3597*	9,86	$\frac{1}{204,5}$
23	0,3582	165,95 161,86 161,18 157,68 156,28 155,50 154,61 153,70*	4073,7 4029,0 4023,0 3984,2 3968,1 3959,1 3948,7 3939*	10,9	
24	0,3540	166,57 164,74 161,50 159,83 156,58 155,92 155,66 154,93 154,83 154,19*	4127,3 4108,1 4070,8 4054,8 4017,1 4009,2 4007,7 3999,1 3996,5 3990*	11,3	$\frac{1}{199}$
25	0,3258	166,99 165,08 163,36 159,60 159,08 158,77 158,07 157,55*	4473,4 4452,1 4429,2 4384,8 4380,1 4376,0 4365,1 4361*	12,0	$\frac{1}{196}$
26	0,3100	169,86 165,24 163,87 161,73 161,25 161,00 160,30 159,65*	4728,3 4668,6 4653,6 4624,9 4617,7 4615,3 4604,1 4598*	12,8	$\frac{1}{199}$
27	0,2809	171,75 169,09 167,08 165,48 164,80 164,30 163,71*	5218,3 5180,0 5151,4 5127,6 5116,1 5109,4 5106*	14,6	
28	0,2652	175,87 171,92 171,77 170,30 168,37 168,05 167,56 167,14 166,00*	5560,1 5501,2 5498,8 5477,7 5448,3 5443,0 5436,0 5428,9 5412*	15,0	$\frac{1}{195}$
29	0,2428	184,00 180,42 178,67 176,03 173,95 171,71 171,11 170,35 170,04*	6172,0 6113,1 6084,3 6040,8 6006,8 5969,3 5959,1 5941,7 5942*	16,4	$\frac{1}{192}$
30	0,2188	185,41 182,14 180,34 177,65 176,12 175,40 174,65*	6833,2 6773,5 6737,5 6688,5 6659,4 6645,2 6631*	18,6	$\frac{1}{181}$
31	0,1910	189,90 187,06 185,31 182,16 181,28 180,75*	7838,4 7777,6 7740,1 7671,2 7616,3 7641*	21,6	$\frac{1}{173}$
32	0,1817	188,43 187,53 186,44 184,74 183,00*	8174,8 8155,0 8129,3 8090,0 8050*	23,0	$\frac{1}{168}$

gann bei der Isochore 0,2 cbm/kg die Unregelmäßigkeit bei uns in einem Abstand von der Sättigung von 0,5 bis 1°, bei Battelli in einer Entfernung von etwa 5°, bei Ramsay und Young in einer solchen von ungefähr 10°. Berücksichtigt man nun, daß die von uns benutzten Dampfvolumina zwischen 1,7 und 3 ltr lagen, daß die von Battelli bei den gleichen Drücken verwendeten mindestens 10 mal kleiner waren, und daß endlich bei Ramsay und Young die absoluten Volumina wiederum etwa 100 mal kleiner waren als bei Battelli, so ist es berechtigt, die stärkere Abnahme des Druckes in der Nähe der Sättigung auf eine Oberflächenwirkung der Gefäßwand zurückzuführen, welche bei unendlich großem Volumen ganz fortfallen würde.

Somit ergeben unsre Versuche, daß der überhitzte Wasserdampf bei unveränderlichem Volumen bis dicht an die Sättigungsgrenze hin — in Uebereinstimmung mit den Gasen — nahezu völlige Proportionalität zwischen Druck und Temperatur zeigt, daß dagegen sein Spannungskoeffizient nicht wie bei den Gasen den konstanten Wert $\frac{1}{273}$ besitzt, sondern mit abnehmendem spezifischem Volumen wächst und z. B. bei einem Sättigungsdruck von 10,6 at den Wert $\frac{1}{168}$ erreicht.

Ein Urteil über die Genauigkeit, mit welcher die Richtung der Isochoren mit der benutzten Versuchseinrichtung festgestellt werden konnte, gewährt ein Versuch, bei dem der Glasballon nicht mit Wasserdampf, sondern mit Luft gefüllt war. Es ergab sich der Spannungskoeffizient $\frac{1}{272,6}$, also die Konvergenztemperatur — 272,6°.

Einen Vergleich der von uns erhaltenen Werte des **spezifischen Volumens** des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes mit den von Regnault-Zeuner und Battelli gefundenen ermöglichen die Zahlentafeln 2 und 3 sowie Fig. 3.

Zahlentafel 2 enthält für die Temperaturen von 100 bis 180° C im Abstande von je 5° das spezifische Volumen des gesättigten Dampfes nach Regnault-Zeuner und nach unsern Beobachtungen, und ferner die von uns bestimmten Werte des spezifischen Volumens des überhitzten Dampfes für die Drücke 2, 4, 6, 8 kg/qcm. Die eingetragenen Werte sind sowohl für das Sättigungs- als auch für das Ueberhitzungsgebiet nach der im II. Teile näher begründeten Zustandsgleichung des Wasserdampfes berechnet, die unsre Beobachtungen sehr genau zum Ausdruck bringt. Die Gleichung lautet:

$$pv = BT - p\,(1 + ap)\left[C\left(\frac{373}{T}\right)^3 - D\right],$$

worin p in kg/qm und v in cbm/kg zu rechnen ist und die 4 auftretenden Konstanten die folgenden Werte haben:

$B = 47{,}10$; $a = 0{,}000002$;
$C = 0{,}031$; $D = 0{,}0052$.

Zahlentafel 2.

Temperatur °C	$v_{ges.}$ Regnault-Zeuner [1]	$v_{ges.}$ Laboratorium München	$v_{überh.}$ 20 000 kg/qm	40 000 kg/qm	60 000 kg/qm	80 000 kg/qm
100	1,6508	1,674				
105	1,3989	1,420				
110	1,1914	1,211				
115	1,0195	1,037				
120	0,8763	0,8922	0,9033			
125	0,7566	0,7707	0,9162			
130	0,6560	0,6690	0,9288			
135	0,5710	0,5822	0,9416			
140	0,4988	0,5091	0,9543			
145	0,4374	0,4466	0,9669	0,4741		
150	0,3850	0,3921	0,9794	0,4807		
155	0,3399	0,3470	0,9920	0,4875		
160	0,3012	0,3073	1,0045	0,4941	0,3236	
165	0,2676	0,2729	1,0171	0,5007	0,3283	
170	0,2386	0,2430	1,0294	0,5073	0,3329	0,2454
175	0,2133	0,2170	1,0418	0,5138	0,3375	0,2490
180	0,1912	0,1943	1,0542	0,5203	0,3421	0,2527

[1] Diese Werte sind der Zusammenstellung von O. Tumlirz (Sitz.-Ber. der k. k. Akad. zu Wien 108 IIa S. 1058, 1899) entnommen.

Zahlentafel 3 enthält für die vier Temperaturen Battellis, die in unsern Temperaturbereich fallen, die von ihm gefundenen spezifischen Volumina des gesättigten Dampfes neben denjenigen, die sich für die gleichen Temperaturen mit Hülfe der soeben erwähnten Zustandsgleichung berechnen.

Zahlentafel 3.

Temperatur °C	$v_{ges.}$ Battelli	$v_{ges.}$ Laboratorium München
99,60	1,69046	1,696
130,32	0,661534	0,6628
144,21	0,457233	0,4558
182,90	0,187622	0,1824

Die Zahlentafeln 2 und 3 zeigen im Verein mit Fig. 3 (vergl. über letztere auch Teil II), daß unsre Werte für die spezifischen Volumina sowohl in dem Sättigungsgebiet als in der Ueberhitzung bis zu 3 vH von denen Battellis abweichen. Gegen die Zeunerschen Werte zeigen die unsrigen eine Abweichung bis zu 2 vH. Die ersteren sind, wie erwähnt, aus den Regnaultschen Verdampfungswärmen mit Hülfe der Clapeyron-Clausiusschen Gleichung erhalten, wobei Zeuner $A = \frac{1}{424}$ zugrunde gelegt hat. Setzt man den nach neueren Messungen wahrscheinlich richtigeren Wert $A = \frac{1}{427}$ ein, so vermindert sich die mittlere Abweichung auf 0,8 vH (die höchste auf 1,2 vH). Berücksichtigt man endlich, daß nach unsern Beobachtungen die Zahlenwerte für $\frac{dp}{dt}$ kleiner sind als nach denen Regnaults, so nähern sich die mit Regnaults Werten der Verdampfungswärme und unsern Werten des Quotienten $\frac{dp}{dt}$ berechneten Werte von v den von uns beobachteten im Mittel bis auf 0,4 vH (die größte Abweichung beträgt dann nur 0,7 vH).

Fig. 3 pv, p-Diagramm.

Unsre Werte des spezifischen Volumens des gesättigten Dampfes liegen also näher an denen Regnault-Zeuners als an denjenigen Battellis; dabei liegen ihre absoluten Beträge zwischen den von diesen Forschern gefundenen.

Ein Urteil über den Grad der Genauigkeit, der unsern Beobachtungen zukommt, ist aus ihrer theoretischen Verwertung zu gewinnen, die in dem nachstehenden Teil II ausgeführt worden ist. Es sei daher auf die dort angestellten Betrachtungen hingewiesen und an dieser Stelle nur Fig. 3 hervorgehoben, in welcher unsre Versuchsergebnisse in der Amagatschen Darstellungsweise (die Werte von pv als Ordinaten, diejenigen von p als Abszissen) aufgetragen sind. Diese Figur läßt erkennen, daß die größten Abweichungen der einzelnen beobachteten Werte von den interpolierten Kurven der Mittelwerte 0,5 vH betragen, daß jedoch namentlich bei höheren Drücken fast alle Punkte auf 0,1 bis 0,2 vH mit den **interpolierten** übereinstimmen. Man wird daher den letzteren, vorausgesetzt daß nicht noch unbekannte grundsätzliche Beobachtungsfehler unserm Verfahren anhaften, eine absolute **Genauigkeit** von **mindestens** 0,2 vH zuschreiben dürfen.

Mit einem gewissen Vorbehalt geben wir nachstehend auch eine Zahlentafel 4 der von uns beobachteten **Drücke** des **gesättigten** Wasserdampfes neben denen von Regnault, Battelli, sowie Ramsay und Young.

Es sei jedoch ausdrücklich betont, daß wir unsre Druck- und Temperaturbestimmungen des **gesättigten** Dampfes zunächst nur angeben, um einen Vergleich mit denen Regnaults, Battellis und Ramsay-Youngs zu ermöglichen und die verhältnismäßig gute Uebereinstimmung mit ihnen zu zeigen. Sie sind aber wegen einer geringen Unsicherheit der verwendeten Thermometer noch nicht an der Grenze der erzielbaren Genauigkeit angelangt. Namentlich in der Nähe von 140° zeigen unsre Thermometer noch Unsicherheiten von 0,1° C. Wir behalten uns vor, demnächst eine weitere kurze

Zahlentafel 4.
Drücke des gesättigten Wasserdampfes.

°C	$p_{\text{Lab. München}}$	p_{Regnault}	p_{Battelli}	$p_{\text{Ramsay-Young}}$
100	760,0	760,0	760,4	
110	1074,3	1075,36	1082,93	
120	1489	1491,28	1503,44	1484
130	2025	2030,28	2042,66	2019
140	2710	2717,63	2724,98	2694
150	3567	3581,23	3578,30	3568
160	4634	4651,62	4633,91	4652
170	5939	5961,66	5918,65	5937
180	7514	7546,39	7494,51	7487

Mitteilung über die Spannungen des gesättigten Wasserdampfes zu machen, sobald wir in den Besitz von Thermometern gelangt sind, für welche die Physikalisch-Technische Reichsanstalt die Genauigkeit auf einige Hundertstel Grad gewährleistet.

Selbstverständlich hat diese Unsicherheit in den Temperaturbestimmmungen einen merklichen Einfluß nur auf den Zusammenhang zwischen Druck und Temperatur des gesättigten Dampfes. Bei allen sonstigen Beobachtungen, also namentlich der Bestimmung der zusammengehörigen Werte von Volumen, Druck und Temperatur in der Ueberhitzung und des Volumens bei der Sättigung spielt sie nur eine ganz verschwindende Rolle, da alle Aenderungen von Druck und Volumen im Ueberhitzungsgebiet, und zwar bis an die Sättigungsgrenze, angenähert proportional den absoluten Temperaturen erfolgen, so daß eine Abweichung von 0,1° C nur einen Fehler von 0,05 vH darstellt. (Schluß folgt.)

Motorwagen im Eisenbahnbetriebe.

Von **A. Heller**, Ingenieur, Berlin.

(Erweiterte Ausarbeitung eines im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure am 1. Februar 1905 gehaltenen Vortrages.)

(Schluß von S. 1640)

(hierzu Tafel 15)

Im Anschluß an die Dampferzeuger noch einige Worte über Speisevorrichtungen.

Allgemein kann man mechanisch angetriebene Speisevorrichtungen und solche unterscheiden, die unabhängig vom Wagen durch Dampfdruck betätigt werden. Die erste Art setzt stets das Vorhandensein einer Handpumpe voraus, damit der Kessel auch bei Stillstand des Wagens gespeist werden kann. Die Einrichtung wird durch Fig. 45 veranschaulicht. Eine stehende einfachwirkende Pumpe *a* ist mit dem tiefliegenden Behälter *b* durch eine Leitung *c* verbunden. Die Druckleitung *d* führt zu einem T-Stück *e*, dessen Arme an das Rückschlagventil *f* des Dampferzeugers *g* und an die zum Behälter *b* führende Rückleitung *h* angeschlossen sind. Die Pumpe wird von dem Kreuzkopf des Wagenmotors ununterbrochen angetrieben, Fig. 46. Ist der Kessel genügend mit Wasser versorgt, so wird das Regelventil *i* geöffnet, und die Pumpe treibt das geförderte Wasser wieder in den Behälter zurück. Diese Einrichtung ermöglicht, das Regelventil so einzustellen, daß der Kessel der Wagenleistung entsprechend ununterbrochen gespeist wird. Dadurch wird für die Sicherheit des Kessels gegen Speisewassermangel viel getan.

Die Verwendung von Dampfpumpen hat zuerst bei Eisenbahnmotorwagen Schwierigkeiten bereitet, hauptsächlich wegen der ungleichmäßigen Inanspruchnahme. Die Pumpen müssen ihre Leistung von 800 bis 1500 ltr/st bei Dampfdrücken von 16 bis 24 at einhalten und der größten Inanspruchnahme gewachsen sein. Bei den Dampfwagen von Ganz & Comp. haben sich die von Otto H. Mueller entworfenen Dampfpumpen bewährt, die von der Worthington-Gesellschaft gebaut werden und ihr geschützt sind[1]). Fig. 47 bis 51 lassen die Konstruktion der Speisepumpen erkennen. Je zwei Pumpen sind auf einem gemeinsamen gußeisernen Fuß stehend angeordnet. Die Dampfzylinder haben bei allen Ausführungen 76 mm, die Pumpenkolben 32 bis 45 mm Dmr. Der gemeinschaftliche Hub beträgt 75 mm. Durch die stehende Anordnung der Pumpe wird die Zugänglichkeit ihrer Teile erhöht. Dem gleichen Zweck dienen von Hand herausnehmbare Deckel, die über jedem Saug- und Druckventil eingeschraubt sind. Um die Pumpen auch in der Ecke aufstellen zu können, sind die Saugventile unter 45° nach vorn geneigt, so daß in diesem Fall ihre Zugänglichkeit nicht beeinträchtigt wird, Fig. 51. Die Ventilkörper führen sich an zwei verschiedenen Stellen einer in den Sitz eingeschraubten Säule, die gegen Herausfallen durch den darüber befindlichen Deckel

Fig. 45 und 46.
Vom Motor aus betriebene Speisepumpe von Komarek.

---

[1]) Die Unterlagen für die nachfolgende Beschreibung sind mir in liebenswürdigster Weise von Hrn. Otto H. Mueller, Berlin, zur Verfügung gestellt worden.

gesichert ist. Das Gestänge der Pumpen kann, wie Fig. 49 zeigt, auch zum Antrieb der Schmierpresse verwendet werden.

Noch besser als bei den Dampferzeugern läßt sich bei der Besprechung der Dampfmotoren, die zum Betrieb der Eisenbahnmotorwagen verwendet werden, die Scheidung zwischen lokomotivähnlichen und solchen Motorwagen durchführen, die den Personenwagen nachgebildet sind. Zur ersteren Gruppe gehört der in Fig. 52 und 53 abgebildete Verbundmotor, der in den schon erwähnten Wagen der französischen Nordbahn — s. Fig. 21, S. 1549 — eingebaut ist. Wie ersichtlich, lehnen sich die Anordnung der Teile, die Konstruktion des Gestänges und die Steuerung des Motors, der 195 und 250 mm Zyl.-Dmr. und 320 mm Hub hat, genau an das bei Lokomotiven längst Bekannte an. In dieser Beziehung stimmen auch die Motoren aller Eisenbahnwagen dieser Gruppe überein, nur hinsichtlich der Anfahrvorrichtungen sind Unterschiede vorhanden. Der vorliegende Motor z. B. wird beim Anfahren ganz selbsttätig als Zwillingsmaschine geschaltet. Wenn nämlich der Wagenführer den Anlaßschieber *a*, Fig. 54 bis 56 (S. 1708), im Sinne des Pfeiles verstellt, so wird dem hochgespannten Dampf ein Weg durch die Oeffnung *b* in den Hochdruckzylinder und ein zweiter durch den Kanal *c* in den Niederdruckzylinder freigegeben. Beim weiteren Oeffnen des Schiebers wird der Kanal *c* aber wieder abgesperrt, so daß von da an der Motor als Verbundmaschine weiter betrieben wird. Zum Umstellen der Kanalöffnungen dienen Hülfskolben auf gemeinsamer Stange, die je nach der Stellung des von Hand beweglichen Schiebers *a* von verschiedenen Seiten Dampf erhalten.

Eine der ersten Anwendungen von schnellaufenden Dampfmotoren, welche die Wagenachse mit Vorgelege antreiben, findet sich bei den Wagen der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn. Der Motor von Purrey in Bordeaux[1]), Fig. 57 und 58, ist als Zwillings-Verbundmaschine mit unmittelbar hintereinander liegenden zusammengegossenen Zylindern von 140 und 200 mm Dmr. und 200 mm Hub ausgeführt und erteilt bei 514 Uml./min dem Wagen eine Fahrgeschwindigkeit von 60 km/st. Von der Motorwelle, die an den Enden große Kettenzahnräder trägt, wird die Bewegung auf die Wagentreibachse durch 190 mm breite Renold-Gelenkketten im Verhältnis von 360 zu 540 übertragen. Bei diesem Motor ist, um an beweglichen Teilen zu sparen, die Steuerung auf große Füllung — 80 bis 90 vH — unveränderlich eingestellt. Die beiden Flachschieber je zweier hintereinander befindlicher Zylinder werden von einer gemeinsamen Steuerstange bewegt, die sich mittels Rechts- und Linksgewindes in der Länge einstellen läßt. Zum Antrieb dient je ein einziges der Exzenter *a* und *b* auf der Welle, Fig. 59 und 60, wobei die Exzenterstange statt des üblichen Kopfes eine angehobelte und daher leicht biegsame Stelle aufweist, um sie mit dem ersten Schieber fest verbinden zu können. Beim Umsteuern werden die Exzenterscheiben auf dem vierkantigen Stück der Motorwelle *c* senkrecht zur Achse

[1]) Engineering 6. Mai 1904.

Fig. 47 bis 51. Worthington-Speisepumpe für Motorwagen.

Fig. 47.

Fig. 48 und 49.

480

Fig. 50 und 51.

Schnitt *A-B*.

130

122

32

der Welle soweit verschoben, daß der Voreilwinkel den gleichen aber entgegengesetzten Wert erhält. Hierzu dienen je zwei entgegengesetzt ansteigende, in Schwalbenschwanznuten der Welle geführte Keile *d*, die durch eine Mitnehmerscheibe *e* in Richtung der Wellenachse vor- oder zurückgeschoben werden. Die Scheibe ist in einem Rahmen *f* fest gelagert, der vom Umsteuergestänge bewegt wird. Eine ähnliche Art von Umsteuerung ist schon bei englischen Motorwagen verwendet worden[1]); sie läßt sich bekanntlich innerhalb der vorhandenen Grenzen auch zum Aendern der Füllung benutzen. Bei dem Wagen von Purrey sind jedoch außer bei Höchstfüllung für Vorwärts- und Rückwärtsgang und in der Mitte keine weiteren Stützpunkte für den Umsteuerhebel vorhanden.

Die Waggonfabrik von Ganz & Comp. in Budapest hat anfänglich den Dampfmotor von de Dion & Bouton, der in Fig. 61 bis 63 dargestellt ist, getreu nachgebaut. Die beiden Zylinder *a* und *b* werden von Flachschiebern gesteuert und sind durch Leitungen *c* und *d* so verbunden, daß man durch Umstellen des Drehschiebers *e* Zwillings- oder Verbundbetrieb erzielen kann. Diese Anfahrvorrichtung ist jedoch nicht selbsttätig, sondern muß durch einen besondern Handgriff eingestellt werden. Auf der Motorwelle sitzen lose die Stirnräder *f* und *g*, die abwechselnd mit einer aufgekeilten Klauenmuffe *h* gekuppelt werden können, um das Uebersetzungsverhältnis zwischen Motor und Treibachse zu verändern. Diese Einrichtung hat bei Dampfmotoren von ungenügen-

[1]) Z. 1904 S. 1001.

Fig. 52 und 53.

Verbundmotor der Wagen der französischen Nordbahn.

Fig. 57 und 58.

Zwillings-Verbundmaschine von Purrey, Bordeaux.

Fig. 59 und 60.

Steuerexzenter des Purrey-Motors.

Fig. 54 bis 56.

Anfahrvorrichtung des Verbundmotors der französischen Nordbahn.

der Leistung wenig Zweck, weil sich die Geschwindigkeit ohnedies mittels des Drosselventiles oder der Steuerung nach Belieben verändern läßt und weil anzunehmen ist, daß dieses Mittel schon der Bequemlichkeit halber vorgezogen wird. Man nimmt damit nur eine gewisse Unsicherheit in der Uebertragung in den Kauf und läuft Gefahr, daß bei ungeschickter Handhabung des Wagens die Keile überritten werden. Zum Umsteuern des Motors dient eine eigenartige Vorkehrung. Die beiden Exzenter, von denen die Steuerschieber angetrieben werden, sitzen auf einer gemeinsamen Hülfswelle *i*, die oberhalb der Motorwelle gelagert ist und von dieser durch einen Planetenrädertrieb *j, k, l, m* gedreht wird. Die Zwischenräder *k* und *l* lassen sich mit Hülfe des Handhebels *n* verstellen, wobei die Brille *o*, in der die Zwischenräder gelagert sind, in einem Schlitz *p* geradegeführt und senkrecht dazu an dem Zapfen *q* verschoben wird. Da das Rad *j* hierbei feststeht, so findet eine Drehung der mit dem Rade *m* verbundenen Hülfswelle *i* statt, durch welche die Voreilwinkel umgekehrt werden.

An die Stelle dieser Umsteuerung, die sich der vielen Zahnräder und Geradführungen wegen schwer handhaben läßt, hat die Fabrik in den letzten Jahren eine wesentlich einfachere treten lassen, Fig. 64 bis 66. Bei dieser sind die Steuerexzenter wieder auf die Hauptwelle verlegt. Von ihren nach aufwärts gerichteten kurzen Stangen werden die Schieber mittels eines Schwinghebels angetrieben. Beim Umsteuern werden die an Winkelhebeln angreifenden oberen Enden der Exzenterstangen verstellt, wodurch eine Verschiebung der Steuerschieber unabhängig von der Kurbel bewirkt wird.

Der Dampfmotor von Ganz & Comp. ist in einem öldichten Gehäuse vollständig eingeschlossen und gegen das Eindringen von Staub und Sand geschützt. Der Motor springt in jeder Stellung an, so daß sich der Wagen leicht führen läßt. Zu beachten ist aber dabei, daß beim Anlassen die Wasserhähne geöffnet werden und Frischdampf in den Niederdruckzylinder eingelassen wird. Gefahren wird mit ganz offenem Anlaßventil, reguliert durch Einstellen des Umsteuerhebels auf kleinere oder größere Füllung.

Für die Betriebsicherheit der Eisenbahnmotorwagen ist die Art des Einbaues des Motors in das Wagenuntergestell besonders wichtig.

In der Mehrzahl der Fälle handelt es sich bei unsern Bahnen um Wagen mit Lenkachsen ohne Drehgestelle. Da die Motorwelle wegen der Zahnradvorgelege mit der Treibachse des Wagens fest verbunden sein muß, so fordert die Beweglichkeit der Treibachse des Wagens eine nachgiebige Verbindung zwischen dem Motor und dem Wagenkasten sowie den damit in Zusammenhang stehenden Teilen. Die am meisten verbreitete Art des Motoreinbaues geht aus Fig. 67 bis 70 hervor, in denen das Untergestell des 100-pferdigen Zweimotoren-Versuchswagens von Ganz & Comp. abgebildet ist. Das Motorgehäuse ist an den beiden Seiten durch Stangen gegen die Treibachse abgestützt, während die Zylinder mittels federnder, kreuzgelenkiger kurzer Stangen an dem Wagenrahmen aufgehängt sind. Durch die dargestellte Anordnung wird bewirkt, daß beim Fahren durch Krümmungen die Zentrifugalkraft des Motors die Einstellung der Achse in die richtige Lage unterstützt. Alle Dampfleitungen sind an ihren Anschlußstellen am Motor mit biegsamen Stücken, alle Gestänge, die den Führerstand mit dem Motor verbinden, mit Gelenken und totem Gang versehen. Störungen des Wagenbetriebes, die durch Ecken oder falsche Bewegungen der Stangen hervorgerufen werden könnten, lassen sich durch sorgfältige Beaufsichtigung der Wagen vermeiden. Es bedeutet z. B. keine wesentliche Belastung der Bedienungsmannschaft, wenn vor jeder Ausfahrt alle Gestänge auf ihre richtige Bewegung geprüft werden.

Den Dampfmotor von P. Stoltz in Berlin, Fig. 71 bis 73, kennzeichnet neben den geringen Abmessungen, die durch den hohen Dampfdruck bedingt sind, die Verwendung einer Ventilsteuerung. Gewöhnliche Flachschieber bei Drücken von 40 bis 50 at anzuwenden, wäre ja auch nicht möglich. Die Ventilspindeln werden von einer Daumenwalze angetrieben, die in der Mitte der Zylinderlänge quer unter den Zylindern gelagert ist und durch Kegelräder und eine geneigte Steuerwelle von der Motorwelle gedreht wird. Zum Aendern der Füllung und zum Umkehren der Fahrtrichtung wird die Daumenwalze auf ihrer Achse in der bekannten Weise verschoben. Im allgemeinen reicht der hohe Dampfdruck bei diesen Motorwagen immer aus, um anzufahren; für den Notfall ist jedoch auch hier eine Frischdampfvorrichtung vorhanden, deren Wirkungsweise aus Fig. 74 hervorgeht. Durch Drehen der senkrechten Ventilspindel *a*, die durch Kegelräder bewegt wird, läßt sich das doppelsitzige Tellerventil *b* auf seinen untern Sitz aufdrücken, so daß die Verbindung zwischen der Auspuffleitung *c* des Hochdruckzylinders und der Einströmleitung *d* des Niederdruckzylinders unterbrochen wird. Zu gleicher Zeit wird die Leitung *c* von oben her

Fig. 61 bis 63.

Dampfmotor von de Dion & Bouton.

mit dem gemeinsamen Auspuff *e* verbunden und, da das untere Ende der Ventilspindel *a* das federbelastete Tellerventil *f* aufgestoßen hat, hochgespannter Dampf, allerdings durch die enge Leitung gedrosselt, in die Leitung *d* des Niederdruckzylinders eingelassen. Uebrigens hat sich gezeigt, daß diese Anfahrvorrichtung nicht notwendig ist; sie wird daher bei neuen Ausführungen fortgelassen.

Der äußere Aufbau des Motors läßt erkennen, daß die großen Dampfdrücke und die hohen Temperaturen, die hier in Frage kommen, berücksichtigt worden sind. Das Rädergehäuse, das ein Doppelvorgelege mit unveränderlicher Uebersetzung auf die Treibachse einschließt, und die Kurbelkammer bilden ein einziges Stahlgußstück mit auffallend geringen Wandstärken, desgleichen die beiden Rundführungen. Dagegen sind die Zylinder, in deren Deckeln die Kolbenstangen mit langen Dichtungen ähnlich denjenigen von Lentz abgedichtet sind, aus Gußeisen, die Dampfkolben aber wieder aus Stahlguß mit gußeisernen Laufringen hergestellt. Der Motor ist bereits in Abmessungen bis zu 80 und 100 PS gebaut worden; sein Einbau in einen Motorwagen der Ungarischen Waggon und Maschinenfabrik in Raab ist aus den Figuren 75 bis 77 (S. 1713) zu ersehen.

Fig. 64 bis 66.

Dampfmotor von Ganz & Comp.

c) Eisenbahnmotorwagen mit Verbrennungsmaschinen.

Auf die Schwierigkeiten, die der Betrieb von Eisenbahnmotorwagen mit Verbrennungsmaschinen bietet, habe ich schon in der Einleitung hingewiesen. Es bleiben nur noch die auf diesem Gebiete bis jetzt vorliegenden Konstruktionen ausführlicher zu erörtern, unter denen die von der Daimler-Motoren-Gesellschaft den ersten Anspruch auf Beachtung verdienen.

Fig. 67 bis 70. Untergestell des 100pferdigen Zweimotoren-

Fig. 67.

Fig. 68.

Fig. 71 bis 74. Dampfmotor

Fig. 71.

Fig. 72

Versuchswagens von Ganz & Comp.

Fig. 69.

Fig. 70.

Die Bemühungen dieser Fabrik, ihrem bei Straßenfahrzeugen so bewährten Motor auch bei Schienenwagen Eingang zu verschaffen, reichen bis zum Jahr 1893 zurück, wo die württembergische Eisenbahnverwaltung einen mit einem Benzinmotor ausgerüsteten früheren Straßenbahnwagen auf einer 21 km langen Vollbahnstrecke in Dienst eingestellt hat. Seit dieser Zeit hat die Daimler-Motoren-Gesellschaft ihre Versuche ununterbrochen fortgeführt. Ihre neueste Konstruktion ist ein 30pferdiger Motorwagen, Taf. 15, der württembergischen Eisenbahnverwaltung, der bei 12,5 t Dienstgewicht 44 Sitzplätze und 12 Stehplätze enthält und mit 40 bis 50 km/st fahren soll. Auf Steigungen von 26‰ sollen noch 16 bis 17 km/st erzielt werden.

Abweichend von dem bisher Ueblichen hat man bei diesem Motorwagen den stehenden vierzylindrigen Benzinmotor in der Mitte des Wagens und so hoch angeordnet, daß der Zugbegleiter ihn mittels einer Kurbel vom Innern des Wagens aus andrehen kann. Zu dieser Bauweise, die den freien Sitzraum des Wagens beeinträchtigt, ist man auch bei den Daimlerschen Eisenbahn-Motorwagen erst später übergegangen, um eine gleichmäßigere Verteilung des Wagengewichtes auf die beiden Achsen zu erzielen. Bei Anordnung des Motors und des Triebwerkes an einem Wagenende hat sich nämlich Neigung zum Schlingern gezeigt.

Die Einzelheiten des Daimler-Motors, des Vergasers und der Zündvorrichtung sind genügend bekannt. Wie bei den gewöhnlichen Straßenfahrzeugen ist die Motorwelle in die Längsachse des Wagens gelegt und durch eine Reibkupplung mit dem vierstufigen Wechselgetriebe verbunden, dessen Uebersetzung durch Verschieben der Räder auf der oberen Welle verändert wird. Die zum Verstellen der Wechselräder dienenden Hebel können von beiden Wagenenden aus betätigt werden.

In der Ausbildung des Ausgleichgetriebes, das den Antrieb von der Längswelle auf eine quergelagerte Hülfswelle vermittelt, ist ebenfalls eine Abänderung gegenüber den bekannten Konstruktionen von Straßenfahrzeugen zu verzeichnen. Die beiden Kegelräder des Ausgleichgetriebes sind nämlich lose auf der Hülfswelle gelagert und werden je nach Einstellung eines Umsteuerhebels durch Spiralbandkupplungen abwechselnd mit einer aufgekeilten Muffe verbunden. Da die Räder entgegengesetzt umlaufen, so wird dadurch die Fahrtrichtung ohne Einbau eines weiteren Zahnrades in das Wechselgetriebe umgekehrt.

Im äußeren Aufbau ist die Anordnung von 8 Federn zum Tragen des Wagenkastens auffallend. Als Grund dafür ist anzusehen, daß die Achsbüchsen dieses Wagens mit dem zur Aufnahme des ganzen Triebwerkes dienenden gepreßten Rahmen starr verbunden worden sind, um einen von der Wagenbelastung unabhängigen Eingriff der Zahnräder zu ermöglichen. Allerdings mußte zu diesem Zweck der Wagenkasten selbst mit einem leichten Hülfsrahmen versehen werden; doch gibt dies anderseits die Möglichkeit, den Hauptrahmen ganz den Bedürfnissen des Antriebes anzupassen.

Der beschriebene Wagen ist auf der 90 km langen Strecke Cannstatt-Ulm abgenommen worden. Er hat diese Strecke mit einer zusätzlichen Belastung von 3,15 t in 191,5 Minuten, also mit 28,2 km/st mittlerer Geschwindigkeit, ohne wesentlichen Aufenthalt durchfahren und dabei an Benzin 294 g/km (etwa 1/2 ltr) verbraucht.

In Fig. 78 und 79 sind schließlich Einzelheiten der motorischen Ausrüstung des Eisenbahnmotorwagens mit gemischtem Benzin- und elektrischem Betrieb der North Eastern R. R. dargestellt, dessen Gesamtansicht Fig. 19 (S. 1548) zeigt. Der Wagen ist unstreitig als eine einwandfreie Lösung dieser Aufgabe vom technischen Standpunkt aus anzusehen, leider aber nicht auch vom wirtschaftlichen. Der in Fig. 78 und 79 abgebildete Maschinenraum befin-

von P. Stoltz, Berlin.

Fig. 73.

Fig. 74.

Fig. 78 und 79.

Wagen mit gemischtem Benzin- und elektrischem Betrieb der North Eastern R. R.

det sich an dem einen Ende des Wagens, an dem andern ist nur ein kleiner Führerstand mit Anlaß- und Bremsvorrichtungen angeordnet. Der Wagen wird von einer Maschinengruppe betrieben, bestehend aus einem liegenden vierzylindrigen Benzinmotor der Wolseley Tool and Motor Co. in Birmingham, der bei 420 bis 480 Uml/min 80 PS leistet, und einem Gleichstromerzeuger von 55 KW der Westinghouse-Gesellschaft, der Strom von 300 bis 500 V liefert; er ist zu diesem Zweck mit einer Verbundwicklung versehen, so daß die Spannung durch Einschalten von Widerständen in die Erregerwicklung vom Führerstand aus verändert werden kann.

Zum Erregen dient eine oberhalb des Stromerzeugers gelagerte, durch Riemen angetriebene kleine Nebenschlußmaschine von 3,75 KW Leistung und 72 V Spannung, die daneben zum Speisen der Wagenbeleuchtung — 30 zehnkerzige Glühlampen — und während des Tages zum Aufladen einer in der Mitte des Wagenrahmens, s. Fig. 19, befindlichen Akkumulatorenbatterie verwendet wird, wobei jedoch die Spannung auf 95 V erhöht werden muß. Die Batterie dient zum Andrehen des Motors beim Anfahren, indem man den Stromerzeuger als Elektromotor mit der Akkumulatorenspannung laufen läßt. In dem Augenblick, wo der Benzinmotor angeht, wird die Batterie abgeschaltet und der Stromerzeuger nach einigen Umläufen soweit beschleunigt, daß er 400 V liefert. Mit diesem Strom werden die in dem einen Drehgestell eingebauten Motoren von je 55 PS vom Fahrschalter aus gespeist. Während voller Fahrt kann die Spannung auch bis auf 500 V gesteigert werden. Der Wagen ist außerordentlich bequem gebaut und mit einer magnetischen Schienenbremse versehen. Er hat sich nach übereinstimmenden Mitteilungen der englischen Fachschriften im Betriebe sehr gut bewährt.

In der neuesten Zeit endlich hat man auch in Ungarn den Bau von Eisenbahnmotorwagen mit gemischtem Benzin- und elektrischem Betrieb in die Hand genommen. Fig. 80 bis 82 geben die Einrichtung eines 70pferdigen Wagens von Joh. Weitzer, Maschinen-, Waggonfabrik und Eisengießerei A.-G. in Arad, wieder, der bei etwa 15 t Dienstgewicht 60 bis 70 km/st zurücklegen kann. Der Wagen ruht auf zwei Längsachsen von 6 m Abstand und enthält 48 Sitzplätze. Er kann bei Bedarf noch zwei Anhängewagen von je 12 t Gewicht mitnehmen, die je 60 Personen fassen. Jede Achse des Motorwagens wird mit Stirnräderübersetzung von 2:5 von einem 30pferdigen Elektromotor angetrieben, dessen Gehäuse um die Wagenachse drehbar und gegen den Wagenkasten durch Federn so abgestützt ist, daß Erschütterungen während der Fahrt, insbesondre Veränderungen im Abstand des gefederten Wagenkastens vom Radmittel, auf die Eingriffverhältnisse der Zahnräder ohne Einfluß bleiben. Aehnlich wie bei dem vorbeschriebenen Wagen der North Eastern-Eisenbahn ist der eine Führerstand zum Maschinenraum erweitert. Dieser enthält einen stehenden vierzylindrigen Benzinmotor, Bauart de Dion & Bouton, von

Fig. 80 bis 82.

70pferdiger Wagen von Joh. Weitzer, Maschinen-, Waggonfabrik und Eisengießerei A.-G. in Arad.

Fig. 75 bis 77.

Wagen der Ungarischen Waggon- und Maschinenfabrik mit Motor von Stoltz.

140 mm Zyl.-Dmr. und 180 mm Hub, der 70 PS leistet und mit einer Gleichstromdynamo von 45 KW gekuppelt ist. Beachtenswert ist das geringe Gewicht des Motorwagens. Der Benzinverbrauch soll nur 400 g/km, der Verbrauch an Oel etwa 1 g/km betragen.

Um vollständig zu sein, hätte ich hier noch die Eisenbahnmotorwagen mit reinem elektrischem Betrieb zu erwähnen. Dabei ist vor allem von den elektrischen Bahnen schlechthin abzusehen, weil diese in ihrer Abhängigkeit von einem Kraftwerk, das sie mittels einer durchlaufenden Zuleitung mit Strom versieht, dem Begriff des ganz unabhängigen, in sich abgeschlossenen »Automobils« widersprechen. Ueber Eisenbahnmotorwagen, die durch Akkumulatoren betrieben werden und die u. a. auf den Pfälzischen Bahnen seit einer Reihe von Jahren in Gebrauch sind, ist mir außer den ersten Versuchsergebnissen aus dem Jahre 1900[1]) so gut wie nichts bekannt geworden.

[1]) s. Z. 1901 S. 931. Die gesamten Betriebskosten werden unter Berücksichtigung des billigen Ladestromes auf etwa 21 Pfg/km, die Dauer der negativen Akkumulatorenplatten, Bauart Hagen, auf 35- bis 40000 Wagenkilometer angegeben. Die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Betriebes ist seither vom Dampfbetrieb weit überboten worden.

Die genaue und die angenäherte Schwungradermittlung.

Von Dr.-Ing. R. Proell, Dresden.

Vor kurzem[1]) hat Prof. Wittenbauer in einem interessanten Beitrage zur graphischen Dynamik für die Berechnung des Schwungradgewichtes ein neues Verfahren angegeben, dessen Vorzüge in der dynamischen Strenge und Allgemeinheit zu suchen sind. Er stellt es dem bisher allgemein üblichen Verfahren gegenüber, wonach das Tangentialkraftdiagramm mit einem für die konstante mittlere Drehgeschwindigkeit gültigen Beschleunigungsdruckdiagramm vereinigt und aus der Größe der Ueberschußflächen die Größe des Schwungrades hergeleitet wird. Der von ihm und andern in Hinsicht auf das letztere Verfahren hervorgehobene Widerspruch, daß trotz der Voraussetzung einer gewissen Ungleichförmigkeit die Konstruktion der Beschleunigungsdrücke für eine unveränderliche Umlaufzahl erfolgt, hat mich bereits früher veranlaßt, nach einer Lösung zu suchen, welche von dem erwähnten Widerspruch frei ist, und wenn nun inzwischen auch Prof. Wittenbauer eine streng dynamische Lösung angegeben hat, so möge es mir doch gestattet sein, einen andern, davon unabhängigen Weg mitzuteilen; denn einerseits schließt sich letzterer eng an das einmal eingebürgerte Verfahren an, zu dem er eine Ergänzung bildet, und läßt dadurch erkennen, inwieweit letzteres trotz des in ihm enthaltenen Widerspruches Berechtigung besitzt, wie groß insbesondre der Fehler ist, den man durch seine Anwendung begeht, während das Wittenbauersche in keinem Zusammenhange damit steht; und anderseits dürfte er insofern einfacher sein, als Kurven, deren Ordinaten durch Planimetrieren von Flächen oder mit Hülfe des nur wenigen Ingenieuren zur Verfügung stehenden Integraphen gewonnen werden, vermieden sind.

Unter Benutzung der Bezeichnungsweise, die Prof. Mollier

[1]) Z. 1905 S. 471.

in Z. 1903 S. 1639 anwendet, berechnet sich die kinetische Energie L des aus Kolben, Schubstange und Schwungrad bestehenden Kurbelgetriebes zu

$$L = M_k \frac{w^2}{2} + \left(M \frac{s^2}{2} + \frac{J_s}{2} \frac{u^2}{l^2}\right) + M_0 \frac{v^2}{2} \quad . \quad (1),$$

worin M_k die Masse des Kolbens (einschließlich Kolbenstange, Kreuzkopf usw.), w die Kolbengeschwindigkeit, M die Masse der Schubstange, s die Geschwindigkeit ihres Schwerpunktes S, s. Fig. 1, J_s das Trägheitsmoment der Schubstange um die senkrecht zur Bewegungsebene stehende Schwerlinie, $\frac{u}{l}$ die Winkelgeschwindigkeit der Schubstange, M_0 die auf den Kurbelradius reduzierte Schwungradmasse und v die Kurbelgeschwindigkeit bedeutet. Der Klammerausdruck stellt die kinetische Energie der Schubstange dar und läßt sich nach Mollier[1]) auch in der Form schreiben:

$$\left(M \frac{s^2}{2} + \frac{J_s}{2} \frac{u^2}{l^2}\right) = \frac{w^2}{2} \frac{f}{l} M - \frac{u^2}{2}\left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right) M + \frac{v^2}{2} \frac{h}{l} M,$$

so daß

$$L = \frac{w^2}{2}\left(M_k + \frac{f}{l} M\right) - \frac{u^2}{2}\left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right) M + \frac{v^2}{2}\left(M_0 + \frac{h}{l} M\right) \quad (2)$$

wird. Die Bedeutung der Größen f, l, h ist dabei aus Fig. 1 ersichtlich; $k = \sqrt{\frac{J_s + Mh^2}{M}}$ ist der Trägheitsradius der Schubstange, bezogen auf die Kreuzkopfachse.

Die Kurbelgeschwindigkeit v soll nun im nachfolgenden nicht mehr, wie bisher allgemein üblich, als konstant, sondern, entsprechend einem Ungleichförmigkeitsgrade δ und der mittleren Kurbelgeschwindigkeit v_1, zwischen den Grenzen $v_1\left(1 + \frac{\delta}{2}\right)$ und $v_1\left(1 - \frac{\delta}{2}\right)$ veränderlich angenommen werden. Wenden wir Gl. (2) auf diese ausgezeichneten Grenzwerte an, so ergibt die Differentiation nach dem Kolbenwege x unter Berücksichtigung von $\frac{dv}{dx} = 0$:

$$\frac{dL}{dx} = M_k \frac{dw}{dt} + P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

worin P nach Mollier diejenige Kraft ist, welche, am Kreuzkopf angreifend, in der Schubrichtung wirken muß, um die Schubstange zu bewegen. Für diese Kraft hat Mollier den Ausdruck

$$P = \omega^2 a \frac{f}{l} M + \omega^2 b \left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right) M \quad . \quad . \quad (4)$$

angegeben. Darin bedeutet ω die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel, während a und b Strecken sind, deren Bedeutung und Konstruktion der Linienzug $CDEFGHK$, Fig. 1, erkennen läßt. Ist ω_1 die mittlere Winkelgeschwindigkeit, so ist

$$\omega = \omega_1\left(1 \pm \frac{\delta}{2}\right), \quad \omega^2 \backsim \omega_1^2(1 \pm \delta)$$

$$\text{und} \quad \frac{dw}{dt} = a\omega^2 = a\omega_1^2(1 \pm \delta),$$

so daß Gl. (3) übergeht in

$$\frac{dL}{dx} = \left[\left(M_k + \frac{f}{l} M\right) a\omega_1^2 + \left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right) M b \omega_1^2\right](1 \pm \delta) \quad (5).$$

$\frac{dL}{dx}$ ist dabei die auf den Kreuzkopf reduzierte Kraft, die sich als Differenz aus der wirksamen Kolbenkraft K und der im Verhältnis $\frac{v}{w}$ reduzierten, im Kurbelkreise wirksamen Widerstandskraft W ergibt. Statt alle Kräfte auf den Kreuzkopfweg zu reduzieren, empfiehlt es sich indessen bekanntlich, namentlich mit Rücksicht auf die Untersuchung von Verbundmaschinen und die Uebereinanderlegung von Diagrammen, den abgerollten Kurbelkreis als Basis zu nehmen, Fig. 2, und multipliziert man zu diesem Zwecke Gl. (5) beiderseits

Fig. 1.

Fig. 2.

[1]) Z. 1903 S. 1639.

mit $\frac{w}{v}$, so erhält man für die Tangentialkraft T den Ausdruck

$$T = K\frac{w}{v} - W = \left[\left(M_k + \frac{f}{l}M\right)a\omega_1^2 + \left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right)Mb\omega_1^2\right]\frac{w}{v}(1 \pm \delta) \quad (6).$$

Die graphische Multiplikation der Kräfte mit $\frac{w}{v}$ erfolgt in der bekannten einfachen Weise durch Auftragen auf dem Kurbelradius und Ziehen einer Senkrechten bis zum Schnitte mit der Schubstange. Fig. 2 stellt für das Beispiel einer Einzylindermaschine die Kurven der Tangentialkräfte $K\frac{w}{v} - W$ und der Beschleunigungsdrücke

$$\left[\left(M_k + \frac{f}{l}M\right)a\omega_1^2 + \left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right)Mb\omega_1^2\right]\frac{w}{v}$$

dar. Die Ordinaten der letzteren Kurve sind nun einmal im Verhältnis $1 + \delta$ zu vergrößern, das andremal im Verhältnisse $1 - \delta$ zu verkleinern, wodurch zwei neue (gestrichelte) Kurven gewonnen werden, welche die Schnittpunkte I, I', I'', I''' bezw. II, II', II'', II''' mit der Kurve der Tangentialkraft T geben. Bedeutet nun A_I die von der Tangentialkraft bis zum Punkte I geleistete Arbeit, w_I und u_I die bezüglichen Kolben- und Schwingungsgeschwindigkeiten im Punkt I, und wird zur Abkürzung gesetzt:

$$\varphi_I = A_I - \left(M_k + \frac{f}{l}M\right)\frac{w_I^2}{2} + \left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right)M\frac{u_I^2}{2},$$

so konstruiere man diesen Ausdruck für den Punkt I, indem man A_I durch Planimetrieren, w_I und u_I in bekannter Weise, s. Fig. 1, graphisch bestimmt, wobei man nur zu berücksichtigen hat, daß die augenblickliche Kurbelgeschwindigkeit von der normalen v_1 um den Betrag $\frac{\delta}{2}v_1$ verschieden anzunehmen ist, und wiederhole dasselbe Verfahren für die übrigen mit römischen Zeigern versehenen Punkte, bilde also $\varphi_{I'}$, $\varphi_{I''}$, $\varphi_{I'''}$ sowie φ_{II}, $\varphi_{II'}$, $\varphi_{II''}$, $\varphi_{II'''}$, wie dies in Fig. 2 geschehen ist. Der Größtwert der letzteren Gruppe ist $\varphi_{II'}$, der Kleinstwert der ersteren $\varphi_{I''}$. Da die zwischen den Punkten II' und I'' geleistete Arbeit der Zunahme an kinetischer Energie gleich sein muß, so hat man nach Gl. (2)

$$A_{II'} - A_{I''} = \left(M_k + \frac{f}{l}M\right)\left(\frac{w_{II'}^2 - w_{I''}^2}{2}\right) - \left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right)M\left(\frac{u_{II'}^2 - u_{I''}^2}{2}\right) + \left(M_0 + \frac{h}{l}M\right)v_1^2\delta$$

oder

$$M_0 = (\varphi_{II'} - \varphi_{I''})\frac{1}{v_1^2\delta} - \frac{h}{l}M \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

als genaue Formel zur Berechnung des Schwungrades. Es ist ersichtlich, daß man die Beschleunigungsdruckkurve, die ja nur die Punkte I, II, I', II'' usw. liefern soll, nicht in ihrem vollen Verlaufe zu konstruieren braucht, sondern daß einige wenige Punkte ausreichen werden. Bei einem einigermaßen kleinen Ungleichförmigkeitsgrad — in der Figur ist der außergewöhnlich hohe Wert $^1/_{10}$ angenommen — werden die gestrichelten Beschleunigungsdruckkurven außerdem mit der zwischen ihnen liegenden mittleren Kurve so nahe zusammenfallen, daß sie durch dieselbe ersetzt werden können; dann fallen die Punkte I und II, I' und II', I'' und II'' usw. zusammen, und man hat an Stelle von 8 nur 4 kritische Punkte zu untersuchen. Diese vier Punkte sind aber die nämlichen, die bei dem bisher üblichen Verfahren ausschlaggebend sind, welches die Bestimmung der zwischen der Tangentialkraftkurve und der mittleren Beschleunigungsdruckkurve liegenden Flächenstücke von je einem Schnittpunkte bis zum andern erfordert und die reduzierte Schwungradmasse auf Grund der Formel

$$M_0 = \frac{A_{max}}{v_1^2\delta} - \frac{h}{l}M \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7')$$

gibt, worin A_{max} die dem größten Flächenstück (hier zwischen den Punkten II' und I'') entsprechende Arbeit ist.

Es bleibt noch zu untersuchen, wie groß der Fehler bei Benutzung der Näherungsgleichung (7') an Stelle von (7) sein wird. Zu diesem Zwecke berücksichtigen wir, daß mit den abkürzenden Bezeichnungen $M_1 = M_k + \frac{f}{l}M$, $M_2 = \left(\frac{h}{l} - \frac{k^2}{l^2}\right)M$ und $M_3 = M_0 + \frac{h}{l}M$ nach Gl. (2)

$$\frac{dL}{dx} = M_1\frac{dw}{dt} - M_2\frac{u}{w}\frac{du}{dt} + \frac{M_3}{2}\frac{d(v^2)}{dx} \quad . \quad . \quad (8)$$

wird, daß aber in dieser Gleichung nicht mehr wie bisher $\frac{dw}{dt} = a\omega^2$ und $-\frac{u}{w}\frac{du}{dt} = b\omega^2$ gesetzt werden darf, sondern daß, entsprechend dem Vorhandensein einer Tangentialbeschleunigung $\frac{dv}{dt}$, die Beschleunigungen $\frac{dw}{dt}$ und $\frac{u}{w}\frac{du}{dt}$ nach dem Beschleunigungsplane Fig. 3 bestimmt werden müssen. Es wird darnach unter Berücksichtigung der Aehnlichkeit der Dreiecke CBD und NMG

$$\frac{dw}{dt} = a\omega^2 - \frac{dv}{dt}\frac{w}{v}$$

$$-\frac{u}{w}\frac{du}{dt} = b\omega^2 + \frac{u}{w}GM\omega^2 = b\omega^2 + \frac{u^2}{wv}\frac{dv}{dt},$$

Fig. 3.

mithin, indem man diese Werte in Gl. (8) einführt und zwischen den Punkten I'' und II' integriert, wobei statt I'' einfach I, statt II' einfach II geschrieben werden möge:

$$A_{II} - A_I = \int_I^{II} a\omega^2 M_1\,dx + \int_I^{II} b\omega^2 M_2\,dx - \int_I^{II}\frac{dv}{dt}\frac{w}{v}M_1\,dx + \int_I^{II}\frac{u^2}{wv}\frac{dv}{dt}M_2\,dx + M_3\delta v_1^2.$$

Sofern nun der Ungleichförmigkeitsgrad δ klein genug ist, daß, wie bereits erwähnt, die gestrichelten Beschleunigungsdruckkurven in Fig. 2 mit der mittleren Kurve als praktisch identisch angesehen werden dürfen, wird

$$M_3\delta v_1^2 = A_{II} - A_I - \int_I^{II} a\omega_1^2 M_1\,dx - \int_I^{II} b\omega_1^2 M_2\,dx + \int_I^{II} M_1 w^2\frac{dv}{v} - \int_I^{II} M_2 u^2\frac{dv}{v} \quad . \quad (9).$$

Die Summe der vier ersten Glieder der rechten Seite ist mit der Größe A_{max} in Gl. (7') identisch, und somit würden die Gleichungen (9) und (7') vollkommen miteinander übereinstimmen, wenn die beiden letzten Glieder in Gl. (9) verschwänden. Ihre Summe stellt den Fehler dar, den man bei Anwendung des alten Verfahrens und Benutzung von Gl. (7') begeht. Bezeichnet w_m eine mittlere, zwischen den Punkten I und II auftretende Kolbengeschwindigkeit und ana-

log u_m einen Mittelwert der Schwingungsgeschwindigkeit zwischen I und II, so darf gesetzt werden:

$$\int_{I}^{II} M_1 w^2 \frac{dv}{v} - \int_{I}^{II} M_2 u^2 \frac{dv}{v} = (M_1 w_m^2 - M_2 u_m^2) \ln \frac{v_{II}}{v_I}$$

$$= (M_1 w_m^2 - M_2 u_m^2) \ln \frac{1 + \frac{\delta}{2}}{1 - \frac{\delta}{2}} \infty (M_1 w_m^2 - M_2 u_m^2)\, \delta.$$

Dieser Wert wird gegen $M_2 \delta v_1^2$ in demselben Maße zu vernachlässigen sein, wie die kinetische Energie von Kreuzkopf und Schubstange gegen die kinetische Energie des Schwungrades zurücktritt, und damit ist erwiesen, daß das bisher übliche Verfahren nicht nur als praktisch bewährte, sondern auch als theoretisch begründete gute Annäherung zu betrachten ist, durch Verbindung mit der oben gegebenen Ergänzung (Gl. (7)) aber, falls dies erforderlich scheinen sollte, sofort zu einer dynamisch vollkommen strengen und wissenschaftlich einwandfreien Methode umgewandelt werden kann.

Die Vorschriften, Normalien und Leitsätze des Verbandes Deutscher Elektrotechniker.

Von G. Dettmar, Generalsekretär des V. D. E.

Der Verband Deutscher Elektrotechniker [1]) hat im Laufe der letzten 10 Jahre eine Anzahl von Vorschriften und Leitsätzen ausgearbeitet, deren Inhalt nicht nur für den Elektrotechniker von Fach wichtig ist, sondern auch viele Ingenieure und Industrielle interessieren dürfte. Die Elektrizität greift heute fast in die gesamte Industrie so tief ein, daß kaum noch ein Gebiet der Technik besteht, welches mit ihr nicht in irgend welchem Zusammenhang stände. Es muß also für alle Fabrikanten sowie für solche Gelehrte, welche Gebiete der Technik bearbeiten, von Interesse sein, aus den Vorschriften, Normalien und Leitsätzen, die auf Grund der Mitarbeiterschaft erster Sonderfachmänner aufgestellt sind, Näheres zu erfahren. Leider sind nun die Ergebnisse dieser jahrelangen Arbeiten des Verbandes nicht in dem Maße unter andern Technikern bekannt, wie sie es sein sollten. Zweck dieser Arbeit ist es, diejenigen Industriellen und Ingenieure, die bisher diese Arbeiten nicht kannten, darauf aufmerksam zu machen und zu einem eingehenden Studium anzuregen, wenn sie für das eine oder andre darin behandelte Gebiet Interesse haben.

Eine der Hauptarbeiten, die der Verband deutscher Elektrotechniker bis jetzt geleistet hat, sind die

Sicherheitsvorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen,

an deren Aufstellung und Ausgestaltung [2]) gemäß den Fortschritten der Wissenschaft und Technik jetzt schon 10 Jahre ununterbrochen gearbeitet wird.

Der erste Entwurf, der sich nur auf Anlagen mit Spannungen bis 250 V bezog, wurde im Jahre 1895 herausgegeben. Im Jahre 1898 wurde er durch Vorschriften für Anlagen mit höheren Spannungen ergänzt und auf Theater und Bergwerke ausgedehnt. In ihrer jetzigen Anordnung wurden diese Vorschriften, welche zwischen Niederspannungsanlagen, deren effektive Gebrauchspannung zwischen irgend zwei gegen Erde isolierten Leitungen 500 V nicht überschreitet, und bei denen gleichzeitig die effektive Spannung zwischen irgend einer Leitung und Erde 250 V nicht überschreiten kann, und Hochspannungsanlagen unterscheiden, vom 1. Januar 1904 ab in Gültigkeit gesetzt. Da es nicht möglich ist, jedesmal, wenn eine Aenderung oder Neubearbeitung der Vorschriften vorgenommen wird, sämtliche vorhandenen Anlagen entsprechend umzuändern, so hat man sich grundsätzlich auf den Standpunkt gestellt, daß sie rückwirkende Kraft auf schon bestehende Anlagen nicht haben. Bei Erweiterungen alter Anlagen dagegen sind die jeweilig gültigen Vorschriften zu beachten.

Die Vorschriften haben auf die Entwicklung der Installationstechnik, auf die Fabrikation von Installationsmaterialien, Leitungsdrähten, Kabeln usw. außerordentlich günstig eingewirkt. Als besonders fördernd ist es auch zu betrachten, daß sie von den meisten Behörden sowie vom Verbande deutscher Privat-Feuerversicherungsgesellschaften als maßgebend betrachtet werden.

Der Inhalt der Sicherheitsvorschriften ist in drei Hauptgruppen geteilt. Die erste derselben enthält allgemeine Bestimmungen, die zweite Angaben über die Beschaffenheit des zu verwendenden Materials und die dritte Vorschriften für dessen Verlegung.

Der allgemeine Teil umfaßt die §§ 1 bis 3, in denen Angaben über die herzustellenden Pläne gemacht sind, sowie Vorschriften über die Isolationsmessungen vor der Inbetriebsetzung, die Höhe der Isolation, welche eine Anlage haben muß, und Angaben, wie die Isolationsmessungen im besondern auszuführen sind. Des weiteren enthält dieser Teil noch Definitionen verschiedener in den Vorschriften enthaltener Begriffe. Der zweite Hauptteil, der sich mit der Beschaffenheit des zu verwendenden Materials befaßt, §§ 4 bis 21, enthält Vorschriften über die Ausführung von Schalt- und Verteiltafeln, die zulässige Belastung von Leitungskupfer, die verschiedenen zugelassenen Arten von Drahtleitungen, Schnüren und Kabeln. Bei den einzelnen Ausführungsformen ist angegeben, für welche Spannungen und unter welchen Umständen sie Verwendung finden dürfen. Ferner sind Angaben gemacht, wie Schalter, Steckkontakte, Widerstände, Heizapparate und Schmelzsicherungen konstruiert sein müssen, damit sie verwendet werden dürfen. Ueber Isolier- und Befestigungskörper sowie über Lampen und deren Zubehör sind eingehende Vorschriften gegeben. Der dritte Hauptabschnitt enthält zunächst allgemeine Angaben über die Erdung, von denen besonders hervorzuheben ist, daß bei Gleichstrom-Dreileiteranlagen, deren Spannung höher als zweimal 120 V ist, der neutrale Leiter geerdet sein muß. Ferner sind Bestimmungen über die Ausführung von Freileitungen, ihre Einführung in Gebäude, sowie über Ausführung der Anlagen in Gebäuden getroffen. Der letztgenannte Punkt ist einer der wichtigsten, und es ist ihm daher auch der größte Raum (§§ 25 bis 35) gewidmet. Die weiteren Vorschriften befassen sich mit der speziellen Behandlung verschiedenartiger Räume, und zwar die §§ 26 bis 47 mit Angaben über die Ausführung elektrischer Anlagen in Betriebsräumen, in Akkumulatorenräumen, in feuergefährlichen und explosionsgefährlichen, feuchten und durchtränkten Räumen, sowie in solchen, die ätzende Dünste enthalten. Je ein Paragraph ist besondern Vorschriften über Ausführung elektrischer Anlagen in Schaufenstern, Warenhäusern und ähnlichen Räumen, in Theatern, in Bergwerken und in chemischen Betrieben gewidmet.

Während die bisher behandelten Vorschriften nur in vereinzelten Fällen den Maschineningenieur und den Industriellen interessieren, sind die

Sicherheitsvorschriften für den Betrieb elektrischer Starkstromanlagen

für jeden Besitzer einer elektrischen Anlage von Wichtigkeit. Sie sind in Gemeinschaft mit der Vereinigung der Elektrizitätswerke aufgestellt und haben seit dem 1. März 1903 Gül-

[1]) Weiterhin abgekürzt: V. D. E.

[2]) Die Entwicklung ist eingehend dargestellt in der Festschrift: »Die ersten 25 Jahre des Elektrotechnischen Vereines« von E. Naglo.

tigkeit. Die ersten vier Paragraphen behandeln allgemeine Punkte, das Vorhandensein der nötigen Pläne, Vorschriften und Warnungstafeln, das Verhalten des Personals, die Ausstattung von Betriebsmitteln und Betriebsräumen, die vorzunehmenden Revisionen nebst Buchführung darüber. § 5 gibt Betriebsvorschriften für Freileitungen. Weiterhin sind besondre Angaben für Niederspannungsanlagen, Akkumulatorenanlagen und Hochspannungsanlagen gemacht. Es ist darin festgelegt, wie bei den Arbeiten an im Betriebe befindlichen elektrischen Anlagen vorzugehen ist. Besonders bei Hochspannungsanlagen ist diesem Punkte die größte Aufmerksamkeit zu schenken, damit Unfälle mit Sicherheit vermieden werden.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß bei Bränden infolge der dann allzuleicht eintretenden Kopflosigkeit wie auch infolge von Unkenntnis öfter Maßnahmen getroffen worden sind, die geradezu geschadet haben. Deswegen hat es der V. D. E. für ratsam gehalten, besondre Maßnahmen für diesen Fall zu empfehlen, und ein dementsprechender Beschluß ist auf der diesjährigen Versammlung zu Dortmund-Essen gefaßt worden. Aus diesen

Empfehlenswerten Maßnahmen bei Bränden

ist hervorzuheben, daß der Betrieb der elektrischen Anlage so weit irgend tunlich aufrecht erhalten werden soll, weil gerade die Elektrizität in solchen Fällen eine gefahrlose und zuverlässige Lichtquelle darstellt. In den von Feuer bedrohten Räumen sollen sogar selbst bei Tageslicht Lampen eingeschaltet werden. Durch diese Maßnahme werden Rettungsarbeiten unter Umständen wesentlich erleichtert. Bei den Lösch- und Rettungsarbeiten braucht im allgemeinen auf die elektrische Installation keine Rücksicht genommen zu werden, doch soll das Bespritzen von elektrischen Apparaten, Schalttafeln usw. sowie das Durchhauen von Leitungsdrähten nach Möglichkeit vermieden werden. Maschinen und Apparate sollen soweit wie möglich vor Löschwasser geschützt werden; es empfiehlt sich, als Löschmittel trockenen Sand, Kohlensäure oder ähnliche nicht brennbare und nicht leitende Stoffe zu verwenden.

Schon im Jahre 1900 sind von der Sicherheitskommission des V. D. E., die zu diesem Zwecke noch eine Anzahl von Sonderfachmännern zugezogen hatte,

Sicherheitsregeln für elektrische Bahnanlagen

aufgestellt worden, die seit 1901 in Gültigkeit sind. Im Jahre 1904 sind sie in Sicherheitsvorschriften umgeändert worden. Beschränkt ist ihre Gültigkeit auf solche Bahnanlagen, deren Betriebspannung 1000 V gegen Erde nicht übersteigt. Bei Anlagen, die mit höherer Spannung arbeiten, finden die Hochspannungs-Sicherheitsvorschriften sinngemäße Anwendung. Auch für die ersteren Anlagen (bis 1000 V) gelten im allgemeinen diese Sicherheitsvorschriften, doch ist ihr § 23 durch besondre, den eigenartigen Verhältnissen bei Bahnanlagen entsprechende Vorschriften ersetzt, die sich auf die Fahrzeuge, Generatoren, Motoren, Transformatoren und Akkumulatoren, auf Schalttafeln und verschiedene Apparate beziehen. Da derartige Vorschriften nur für verhältnismäßig wenige Anlagen von Wichtigkeit sind, die in der Mehrzahl noch eine elektrotechnisch gebildete Betriebsleitung haben, so soll hier nur kurz auf ihr Vorhandensein hingewiesen werden.

Gleichfalls von der Sicherheitskommission des V. D. E. rühren die

Vorschriften für die Herstellung und Unterhaltung von Holzgestängen für elektrische Starkstromanlagen

her, die seit dem Jahre 1903 Gültigkeit haben. Darin ist unter anderm angegeben, daß für Niederspannungsanlagen Stangen unter 18 cm Zopfstärke Verwendung finden können, während für Hochspannung die Zopfstärke 18 cm oder mehr betragen muß. Weiter sind Angaben gemacht, wie tief die Stangen eingegraben werden und wie sie verankert sein müssen. Für die Aufstellung längs der Straße wird die Benutzung der Ostseite empfohlen, weil dann die etwa durch die am häufigsten auftretenden Weststürme umgeworfenen Stangen nicht auf die Straße fallen. An den Stangen muß das Jahr der Aufstellung, die fortlaufende Nummer sowie eine Angabe über Imprägnierung vermerkt sein. Schließlich sind noch Festsetzungen über die Entfernung der Stangen voneinander und über Herstellung von Straßen- und Wegeübergängen getroffen.

Die bisher behandelten Vorschriften haben sich im allgemeinen auf Leitungsanlagen bezogen, während die

Normalien für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren,

wie schon der Titel sagt, Maschinen betreffen. Diese Normalien sollen eine einheitliche Unterlage abgeben, um verschiedene Fabrikate vergleichen zu können. Sie sind auf meine Anregung hin geschaffen worden, im Anschluß an einen Vortrag, den ich auf der Jahresversammlung des V. D. E. zu Kiel 1900 gehalten habe. In diesem Vortrage wurde nachgewiesen, wie groß das Bedürfnis für die Aufstellung derartiger Normalien damals war, und die Reihe der Punkte, die einer Regelung dringend bedurften, eingehend besprochen. Es möge daher hier auf den Inhalt dieser Abhandlung verwiesen werden [1]). Der leitende Gesichtspunkt bei der Ausarbeitung dieser Normalien war, dem Handel mit elektrischen Maschinen eine sichere und gleichmäßige Grundlage zu geben, insbesondre aber Festsetzungen über solche Punkte zu treffen, deren Beurteilung damals und zum Teil auch heute noch Ansichtsache ist, und ferner auch, verschiedene Fabrikate wenigstens in bezug auf die grundlegenden Anforderungen gleichmäßig zu machen. Es sollte damit durchaus keine Schablonisierung des Baues elektrischer Maschinen herbeigeführt werden. Die Normalien sind derartig abgefaßt, daß sie der Entwicklung im weitestgehenden Maße Spielraum lassen, anderseits aber den Abnehmer davor schützen, daß ihm ein minderwertiges Fabrikat geliefert werden kann, wenn er seine Bestellung auf Grund der Normalien erteilt hat. Behandelt werden diejenigen Maschinen und Transformatoren, die im allgemeinen Gebrauch sind. Sonderkonstruktionen sind nicht mit einbezogen worden; auf solche können jedoch die Vorschriften leicht sinngemäß übertragen werden.

Diese Normalien wurden probeweise auf ein Jahr von der Jahresversammlung 1901 angenommen. Auf Grund der im ersten Jahre gesammelten Erfahrungen hat die Kommission einige Aenderungen vorgenommen, sowie noch einen Anhang zugefügt. Die so veränderten Normalien wurden von der Jahresversammlung 1902 nochmals für ein Jahr zur Probe in Kraft gesetzt [2]). Die Erfahrungen dieses Jahres führten nur noch zu ganz geringfügigen Aenderungen, und seit der Jahresversammlung 1903 sind die endgültigen Normalien bis jetzt noch ohne jede weitere Aenderung gültig, und es haben sich auch keine Punkte als änderungsbedürftig herausgestellt.

Was nun ihren Inhalt anbetrifft, so sei zunächst erwähnt, daß ihnen eine Zusammenstellung von Definitionen vorangestellt ist. Das hat sich als nötig erwiesen, da bei den verschiedenen Firmen die Ausdrücke etwas schwanken, infolgedessen Unklarheiten entstehen können. Gleichzeitig hat man dadurch den Vorteil erreicht, eine einheitliche Benennung bei Maschinen und Transformatoren herbeizuführen, und es kann jetzt mit Genugtuung ausgesprochen werden, daß dieser damals erhoffte Erfolg wirklich eingetreten ist.

Die ersten Paragraphen der Normalien enthalten Festsetzungen, die sich auf die Leistung von Maschinen und Transformatoren beziehen. Man fand früher beispielsweise die Leistung bei Generatoren in PS, bei Motoren in KW angegeben. Demgegenüber ist in § 2 festgelegt, daß als Leistung bei allen Maschinen und Transformatoren stets die abgegebene zu gelten hat (elektrische in KW, mechanische in PS). Ferner enthält dieser Paragraph Vorschriften über die Angaben auf dem Leistungsschild der Maschinen. Im § 3

[1]) Elektrot. Z. 1900 Heft 35.
[2]) Vergl. Z. 1902 S. 1914.

sind die verschiedenen Formen, in denen die Leistung einer Maschine entnommen werden kann, festgelegt, und zwar wird unterschieden zwischen intermittierendem Betrieb, kurzzeitigem Betrieb und Dauerbetrieb. Gerade in bezug auf den intermittierenden Betrieb waren die Unklarheiten ganz besonders groß; leider fehlt auch heute noch stellenweise die nötige Klarheit darüber [1]).

Bezüglich der Temperaturzunahme war es nach zwei Richtungen hin notwendig, Festsetzungen zu machen:

1) über die Art und Weise, wie bei verschiedenen Maschinenarten die Temperaturzunahme festzustellen ist, und

2) über die Grenzen, innerhalb deren die Temperaturzunahme bei den verschiedenen Maschinen bleiben muß.

Mit dem ersteren Punkte beschäftigen sich §§ 10 bis 17. Die wichtigsten Festlegungen beziehen sich auf die Länge der Versuche bei verschiedenen Betriebsarten und auf die Meßverfahren. Von letzteren waren bisher zwei grundsätzlich voneinander verschiedene im Gebrauch. Einige Fachleute haben die Erwärmungen stets mit dem Thermometer festgestellt; andre dagegen haben die Widerstandzunahme der Wicklungen benutzt, um daraus die Temperatur zu berechnen. Beide Verfahren haben in gewissen Fällen ihre Vorzüge und Nachteile, und es hat hier die Kommission festgesetzt, in welchen Fällen das eine und in welchen das andre in Anwendung zu bringen ist. Für den Fall, daß die Widerstandzunahme zur Ermittlung der Temperatur benutzt wird, ist auch geregelt worden, wie die Berechnung vorzunehmen ist und wie der Temperaturkoeffizient, wenn er nicht jedesmal bestimmt wird, anzunehmen ist.

§§ 18 bis 21 beziehen sich auf die zulässigen Temperaturzunahmen. Bei der Festsetzung dieser Erwärmungsgrenzen ging man davon aus, daß die verschiedenen in der Elektrotechnik üblichen Isolationsmaterialien in ihrem Verhalten in bezug auf Wärme sehr verschieden sind, und daß diese Eigenschaft ausschlaggebend für die zulässige Temperaturzunahme ist. Demgemäß unterschied man zwischen Baumwollisolierung, Papierisolierung und Isolierung durch Glimmer, Asbest und deren Präparate. Man machte weiter einen Unterschied, ob die Wicklung feststeht oder rotiert, d. h. also, ob sie mechanisch erheblich beansprucht und Erschütterungen ausgesetzt ist oder nicht. Ferner hat man noch insofern unterschieden, daß man für Straßenbahnmotoren höhere Temperaturzunahmen zugelassen hat, und zwar aus zwei Gründen:

1) weil von der Nachahmung der Kühlung während der Fahrt beim Versuch Abstand genommen werden muß,

2) weil man mit Rücksicht sowohl auf Platz wie auf Gewicht im allgemeinen gezwungen ist, die Motoren höher zu beanspruchen als ortfeste Maschinen.

Man muß hier einen Kompromiß zwischen Platzbedarf bezw. Gewicht und Lebensdauer machen. Die angegebenen Zahlen sollen die höchsten zulässigen Werte für die Temperaturzunahme darstellen, so daß es unbenommen bleibt, falls Gewicht und Platz es gestatten, die Motoren größer zu bemessen, so daß sie sich weniger erwärmen und dementsprechend ihre Lebensdauer länger ist.

Als diese Vorschriften von der Kommission ausgearbeitet wurden, hat man die Werte für die zulässige Temperaturzunahme ziemlich hoch festgesetzt. Die gewählten Zahlen waren höher als die damals in der Industrie üblichen. Sie sind aber auf Grund eingehender Versuche festgelegt worden, so daß die Temperaturerhöhungen mit Sicherheit als unschädlich erachtet werden können. Es sind damals unabhängig voneinander in den Laboratorien von Siemens & Halske A.-G. und von Gebr. Körting, Abteilung Elektrizität — in letzterem unter meiner Leitung — eingehende Versuche gemacht, die zu fast genau denselben Ergebnissen geführt haben. Selbst von zahlreichen Fachleuten wurden die Zahlen anfangs für zu hoch gehalten. Es hat sich jetzt nach vierjähriger Erfahrung aber gezeigt, daß die Kommission damals durchaus richtig gehandelt hat, da tatsächlich die festgesetzten Temperaturerhöhungen unschädlich sind. Die Industrie hat auch allmählich die Temperaturzunahme gesteigert, so daß man jetzt im allgemeinen bis 10° unter den zulässigen Wert geht, ohne daß irgend welche dadurch entstandenen Mängel bekannt geworden sind. Es hat demnach die Wahl der höheren Werte insofern einen großen Vorteil gehabt, als man nachträgliche Aenderungen vermieden hat.

Bezüglich der Ueberlastung ist festgelegt, in welchem Maße jede der gebräuchlichen Maschinenarten für eine halbe Stunde und für drei Minuten überlastungsfähig sein muß. Die dafür angegebenen Werte sind natürlich nur Kleinstwerte; die im Handel befindlichen Maschinen sind allgemein ganz erheblich höher überlastungsfähig. Berücksichtigt ist ferner auch eine Prüfung auf mechanische Festigkeit, die man einfach dadurch vornimmt, daß man die normale Umlaufzahl um 15 vH erhöht und die Maschine in erregtem und unerregtem Zustande 5 Minuten lang erprobt. Hierbei erhält man eine Steigerung der Zentrifugalkräfte um 32 vH. Bei normalen Maschinen hätten nun keinerlei Bedenken vorgelegen, in der Steigerung der Umlaufzahl weiterzugehen; jedoch hielt man es nicht für zweckmäßig, höhere Werte zu wählen mit Rücksicht auf die sehr schnell laufenden Maschinen, wie sie für Kupplung mit Dampfturbinen gebaut werden. Bei diesen hätte unter Umständen eine größere Steigerung der Umlaufgeschwindigkeit zu ungünstigen Einschränkungen bei der Konstruktion führen können. Da im Betrieb in den weitaus meisten Fällen größere Steigerungen als 15 vH nicht vorkommen, so dürfte für normale Fälle mit dieser Vorschrift genügende Sicherheit geschaffen sein. Für solche Betriebe, wo weitere Steigerungen zu befürchten sind, empfiehlt es sich, besondre Vorschriften nach dieser Richtung hin zu machen.

Bei den Festsetzungen über Prüfung der Isolation ist die Kommission von dem damals noch üblichen Wege der Messung des Isolationswiderstandes vollkommen abgegangen und hat damit einen großen Erfolg erzielt. Es ist ja bekannt, daß unter Umständen ein Leiter, der von einem Körper isoliert ist, gegen diesen einen hohen Isolationswiderstand haben und trotzdem ein Durchschlagen eintreten kann, wenn die Betriebspannung höher wird als die normale. Anderseits ist die Höhe des gemessenen Isolationswiderstandes von der Meßspannung und von einer Reihe andrer Einzelheiten abhängig, so daß der durch die Messung erhaltene Wert sehr fragwürdig ist. Da es aber praktisch doch lediglich darauf ankommt, daß die Maschine einer gewissen Spannungserhöhung standhält, gleichgültig, wie hoch der zwischen Wicklung und Körper gemessene Widerstand ist, so hat man nur eine Probe mit einer im bestimmten Verhältnis gegenüber der Betriebspannung erhöhten Spannung vorgeschrieben und prüft dadurch gewissermaßen die »Festigkeit der Isolation«. Diese Erhöhung der Prüfspannung gegenüber der normalen ist folgendermaßen festgesetzt: Bei Maschinen bis 5000 V Betriebspannung soll die Prüfspannung doppelt so hoch sein wie erstere, jedoch nie unter 100 V; zwischen 5000 und 10000 V Betriebspannung ist die Prüfspannung 5000 V höher zu nehmen als die Betriebspannung, und bei Maschinen mit über 10000 V Betriebspannung beträgt die Prüfspannung das Eineinhalbfache der Betriebspannung. Zur Erleichterung der Messungen ist auch der Fall vorgesehen, daß die Prüfung mit einer andern Stromart, als beim Betriebe vorhanden ist, ausgeführt wird, d. h. also, daß eine Gleichstromanlage mit Wechselstrom und umgekehrt eine Wechselstromanlage mit Gleichstrom geprüft wird. Die Werte der Prüfspannungen sind dann entsprechend den Angaben des § 30 zu modifizieren. Dadurch wird praktisch aber ein außerordentlich großer Vorteil erreicht, da es eben sehr oft vorkommen wird, daß vor der Inbetriebsetzung, vor welcher die Isolationsprobe in der Regel vorgenommen wird, die gleiche Stromart mit entsprechender Ueberspannung nicht beschafft werden kann. Es ist weiter noch bestimmt worden, daß die Prüfung auf Isolierfestigkeit auch am Erzeugungsorte vorgenommen werden kann, was bei Hochspannungsmaschinen und Transformatoren oft sehr erwünscht ist.

Außer der Prüfung der Isolation zwischen Wicklung und Körper ist noch eine Prüfung der Wicklung in sich in § 33 vorgeschrieben, dahingehend, daß Maschine und Transformator 5 Minuten lang mit einer um 30 vH erhöhten Betriebspannung müssen betrieben werden können.

[1]) In bezug auf diesen Gegenstand sei auf die Erläuterungen, welche ich gleichzeitig mit den Normalien herausgegeben habe (Berlin, Julius Springer), hingewiesen. (Vergl. Ausgabe 1904 S. 32 bis 34.)

Der nun folgende Teil ist für den Maschineningenieur als wesentlichster zu betrachten. Er enthält Angaben über den Wirkungsgrad elektrischer Maschinen im allgemeinen und das Verfahren zu seiner Bestimmung. Der Wirkungsgrad elektrischer Maschinen ist nicht nur wichtig für diejenigen Fabrikanten, mit deren Erzeugnissen elektrische Maschinen unmittelbar zusammengebaut werden (Dampfmaschinen, Gasmotoren, Turbinen, Werkzeugmaschinen, Arbeitsmaschinen usw.), sondern er ist auch bedeutungsvoll für jeden Maschineningenieur, der von den großen Vorteilen, welche der Elektromotor als einfachstes Werkzeug zur Kraftmessung bietet, Gebrauch machen will. Da dies heute aber in immer steigendem Maß der Fall ist, so muß gerade dieser Teil weitestgehendes Interesse bieten. Ganz besonders sei auf die verschiedenen Verfahren, die zur Feststellung des Wirkungsgrades dienen, hingewiesen. Während früher außerordentliche Meinungsverschiedenheiten darüber vorhanden waren, da der Wert der einzelnen Verfahren sehr verschieden beurteilt wurde, sind jetzt durch eingehende Beratungen eine Anzahl als normal anzusehender Verfahren zur Bestimmung des Wirkungsgrades ausgeschieden worden, die als vollkommen einwandfrei zu betrachten sind und selbst von Nichtelektrotechnikern leicht ausgeführt werden können. Das in § 43 erwähnte Indikatorverfahren hat anfangs vielfach Bedenken erregt. Die Kommission hat seinerzeit sehr wohl überlegt, ob sie dieses Verfahren mit in die Reihe der anerkannten aufnehmen solle, und ist nach eingehenden Beratungen zu dem Entschluß gekommen, dies auf Grund des damals vorhandenen Versuchsmaterials zu tun. Es hat sich im Laufe der letzten Jahre gezeigt, daß sich das Indikatorverfahren bei Gebrauch der nötigen Vorsichtsmaßregeln ganz vorzüglich bewährt.

Bei Bearbeitung der verschiedenen Untersuchungsverfahren hat man besondre Rücksicht darauf genommen, ob es sich um Maschinen handelt, die für sich allein untersucht werden können, oder ob die elektrische Maschine mit der Antrieb- oder Arbeitsmaschine derartig verbunden ist, daß sie allein nicht betriebsfähig ist. Dadurch ist man dem praktischen Bedürfnis in sehr vollkommener Weise gerecht geworden. Bezüglich des zusätzlichen Eisenverlustes ist festgesetzt, daß von seiner Messung abzusehen ist, da sie mit außerordentlichen Schwierigkeiten verbunden ist und der Verlust im Verhältnis zu den Gesamtverlusten so klein ist, daß durch seine Vernachlässigung kein nennenswerter Fehler entsteht.

Den letzten Teil dieser Normalien bilden Angaben über die sogenannte Spannungsänderung von Maschinen und Transformatoren. Es sind Festsetzungen getroffen, wie dieser Wert bei Wechselstrommaschinen und bei Gleichstrommaschinen festzustellen ist, und schließlich ist noch eine Angabe darüber gemacht, was man unter Spannungsänderung bei Transformatoren zu verstehen hat, und wie sie festzustellen ist.

Diesen Maschinennormalien ist noch ein Anhang beigegeben worden, der gerade für den Maschineningeniuer von großer Wichtigkeit ist. Darin sind Normalwerte für Frequenz, Umlaufzahl und Spannung empfohlen. Die Einführung normaler Umlaufzahlen ist von großem Einfluß auf den gesamten Maschinenbau, da ja die Antriebmaschinen sowie die angetriebenen Maschinen, soweit es sich um unmittelbare Kupplung handelt, davon im weitesten Maß beeinflußt werden. Die Umlaufzahlen, welche die einzelnen Firmen wählen, schwanken bekanntlich erheblich, ohne daß die eine oder andre besondre Gründe für die jeweilig gewählten Zahlen hat. Eine gewisse Einheitlichkeit hatte sich allmählich schon dadurch herausgestellt, daß man bei Wechselstrom und Drehstrom an die Einhaltung bestimmter Umlaufzahlen gebunden ist, sobald eine bestimmte Frequenz angenommen ist, was ja in Deutschland schon lange, bevor diese Normalien geschaffen waren, der Fall war. Wenn man also bei der einen Stromart gezwungen ist, gewisse Umlaufzahlen einzuhalten, so ist es doch wohl das Richtige, wenn man die Zahlen dann so weit wie irgend möglich auch für die andern Stromarten in Anwendung bringt, wenigstens wenn es sich um solche Maschinen handelt, die vorzugsweise für unmittelbare Kupplung in Frage kommen. Dazu gehören große Dampfmaschinen, Turbinen, Kompressoren usw. Diese Arten Maschinen sollten eigentlich nur mit den Umlaufzahlen gebaut werden, welche dem Wechselstrom- bezw. Drehstrombetrieb unter Annahme einer Frequenz von 50 bezw. 25 entsprechen. Dies ist leider in den Kreisen der Ingenieure noch viel zu wenig bekannt. Es ist daher sehr zu wünschen, daß die im Anhang zu den Maschinen-Normalien aufgestellten Zahlentafeln in den Kreisen der Maschineningenieure mehr als bisher beachtet werden. Im Interesse der maschinenbauenden Firmen selbst liegt es, diejenigen Umlaufzahlen beim Entwurf neuer Typen anzunehmen, welche für den Betrieb von elektrischen Maschinen geeignet sind, da heute die größte Zahl der zuvor genannten Maschinen für diesen Betrieb Verwendung findet. Die einzelnen Abstufungen zwischen den normalen Umlaufzahlen sind so klein, daß wirtschaftliche Gründe wohl nur selten eine Abweichung von den normalen Zahlen rechtfertigen können.

Von der gleichen Kommission sind ferner noch

Normalien für die Verwendung von Elektrizität auf Schiffen

aufgestellt worden. Darin ist Zweileiter-Gleichstrom von 110 V für Schiffe als normale Stromart festgesetzt. Eine Begründung dieses Beschlusses ist den Normalien beigegeben.

Beim Bau von elektrischen Maschinen und Transformatoren wird bekanntlich Eisenblech in großen Mengen verbraucht. Da es hierbei aber in andrer Weise beansprucht wird als bei sonstigen Verwendungszwecken, so müssen natürlich auch andre Gesichtspunkte für die Qualitätsbeurteilung in Anwendung gebracht werden. Der elektrischen Industrie kommt es im allgemeinen bei Beurteilung verschiedener Fabrikate nur darauf an, welches von ihnen die geringsten Verluste verursacht. Es gab nun früher bereits eine Anzahl Apparate, welche dazu bestimmt waren, die Qualität eines Bleches nach dieser Richtung hin festzustellen. Diese ergaben jedoch außerordentlich abweichende Resultate, was darauf zurückzuführen war, daß die Untersuchungsverfahren sehr verschieden voneinander waren. Infolgedessen gab jeder Fabrikant die Zahlen, welche zur Beurteilung der Qualität seines Fabrikates dienen sollten, nach einem andern Verfahren an, und so war ein Vergleich gar nicht möglich. Auf Vorschlag des Professors Dr. Epstein hat sich nun der V. D. E. damit beschäftigt,

Normalien für die Prüfung von Eisenblech

aufzustellen und Ausführungsbestimmungen für die Untersuchungen zu erlassen. Es wurde festgesetzt, daß der Verlust nur durch Wattmessung an einer Probe von mindestens 10 kg und bei einer Sättigung von 10000 und einer Frequenz von 50 zu ermitteln sei. Dieser Wert, auf 1 kg bezogen, wird Verlustziffer genannt, wobei anzugeben ist, für welche Temperatur die Zahl gilt. Im weiteren ist festgelegt, welche Blechstärken normal sein sollen, und was für Abweichungen darin zulässig sind. Zur Ausführung der Messungen sind die von Epstein, Möllinger und Richter angegebenen Apparate zugelassen.

Im Erdboden eingebettete Rohrnetze können bekanntlich unter gewissen ungünstigen Umständen von Strömen benachbarter elektrischer Anlagen angegriffen werden. Wenn hierbei im wesentlichen nur die Wasserleitungsnetze und die Leitungsnetze elektrischer Bahnen in Frage kommen werden, so sind doch auch andre Rohrleitungen unter Umständen gefährdet, so daß also die vom V. D. E. herausgegebenen

Leitsätze betreffend den Schutz metallischer Rohrleitungen gegen Erdströme elektrischer Bahnen

auch für eine große Anzahl industrieller Anlagen von Wichtigkeit sind. Sie können den Besitzer derartiger Anlagen darüber unterweisen, ob sein in der Erde eingebettetes Eigentum irgend welcher Gefahr von außen her ausgesetzt ist. Diese Leitsätze sind im Jahre 1903 herausgegeben. Es ist darin zunächst ausgesprochen, daß Bahnanlagen, deren Gleisstrecken mit gut entwässerter oder geradezu isolierter Unterbettung (z. B. Holzschwellen auf grobem Kies, Asphalteinbettung usw.) versehen sind, eine erhebliche Erdstrombildung

und somit eine gefährliche Stromüberleitung in nahe gelegene Metallrohre nicht zustande kommen lassen. Weiter ist festgelegt, welche Rohranlagen gefährdet sind, und in welchem Maße. Im Anschluß daran sind Maßnahmen empfohlen, die eine Verminderung der Erdströme herbeiführen, sowie auch solche, welche ihnen Selbstschutz bieten können.

Früher hat man vielfach den Spannungsunterschied zwischen den Gleisen und den Rohrleitungen als maßgebend für den Gefahrzustand betrachtet. Diese Beurteilung ist jedoch nicht zutreffend, und es ist unbedingt notwendig, die Potentialdifferenz in der Erde festzustellen. Das geschieht mittels Metallstangen, die 10 cm seitlich vom Schienenfuß oder vom Rohr eingetrieben werden. Eine im Grundwasser liegende Erdplatte oder ein Wasserleitungsrohr ist nicht als Punkt mittleren Erdpotentials anzusehen, da beide von Erdströmen beeinflußt sein können.

Bereits im Jahre 1900 sind vom Elektrotechnischen Verein zu Berlin, der seit 1885 schon einen besondern Unterausschuß für die Blitzgefahr hatte,

Leitsätze über den Schutz der Gebäude gegen den Blitz

aufgestellt worden. Mit Rücksicht auf ihre außerordentliche Wichtigkeit hat sich der V. D. E. ebenfalls mit dieser Frage beschäftigt und die vom genannten Verein aufgestellten Leitsätze auf seiner Jahresversammlung 1901 zu den seinigen gemacht. Jeder Fabrikant hat gewiß ein Interesse daran, zu wissen, wie weit seine Gebäude dem Blitz gegenüber als geschützt gelten können. Die Leitsätze enthalten Angaben darüber, aus welchen Teilen eine richtig angelegte Blitzableitungsanlage bestehen soll, wie die einzelnen Teile ausgeführt sein sollen, und wie sie einer wiederholten sachverständigen Untersuchung zweckmäßigerweise unterzogen werden sollen.

Eine Arbeit des V. D. E., die gleichfalls die weiteste Verbreitung verdient, ist die

Anleitung zur ersten Hülfeleistung bei Unfällen in elektrischen Betrieben.

Sie enthält Angaben darüber, was bei einfachen Verbrennungen und bei schweren Fällen, wo Bewußtlosigkeit eintritt, getan werden soll; sie gibt an, in welcher Weise die künstliche Atmung zu bewerkstelligen ist.

Der V. D. E. hat noch eine Anzahl von weiteren Normalien und Vorschriften erlassen, die indes wohl nur für den Elektrotechniker von Fach von Bedeutung sind. Da es jedoch nicht ausgeschlossen ist, daß die eine oder die andre Arbeit für einzelne Leser dieser Zeitschrift Interesse hat, so soll nachfolgend wenigstens der Titel derselben wiedergegeben werden.

1) Kupfernormalien.
2) Normalien über einheitliche Kontaktgrößen und Schrauben.
3) Normalien für Leitungen.
4) Vorschriften für die Konstruktion und Prüfung von Installationsmaterial.
5) Normalien für Glühlampenfüße und Fassungen mit Bajonettkontakt.
6) Normalien und Kaliberlehren für Lampenfüße und Fassungen mit Edison-Gewindekontakt.
7) Normalien für Steckkontakte.
8) Vorschriften für die Lichtmessung an Glühlampen nebst photometrischen Einheiten.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß sämtliche vom V. D. E. bearbeiteten und zurzeit gültigen Vorschriften und Normalien von Gisbert Kapp als Buch herausgegeben sind, das von der Verlagsbuchhandlung Julius Springer, Berlin, bezogen werden kann. Außer dieser Gesamtausgabe sind die wichtigeren Vorschriften und Normalien noch in Einzeldrucken erschienen, und zwar sind dies die

Sicherheitsvorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen,
Sicherheitsvorschriften für den Betrieb elektrischer Starkstromanlagen,
Sicherheitsvorschriften für elektrische Bahnanlagen,
Normalien für Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren,
Anleitung zur ersten Hülfeleistung,
Vorschriften für Lichtmessung,
Empfehlenswerte Maßnahmen bei Bränden,
Leitsätze über den Schutz der Gebäude gegen den Blitz.

Zu den Sicherheitsvorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen sowie zu den Normalien für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren sind Erläuterungen erschienen, die von der gleichen Verlagsbuchhandlung bezogen werden können. Zu den Sicherheitsvorschriften für den Betrieb elektrischer Starkstromanlagen hat die Vereinigung der Elektrizitätswerke Erläuterungen herausgegeben, die im Verlage von R. Oldenbourg erschienen sind. Gerade derartige Erläuterungen sind für den Nichtfachmann von Wichtigkeit.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 22. Mai 1905.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohr. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend 180 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß das Mitglied Ferdinand Oppenheimer gestorben ist. Die Versammlung ehrt das Andenken dessen durch Erheben von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Weiße über selbsttätige Feuerwaffen[1]).

Eingegangen 23. Mai 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 18. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.

Anwesend 44 Mitglieder und 12 Gäste.

Der Vorsitzende macht von dem Hinscheiden von drei Mitgliedern des Bezirksvereines Mitteilung, des Hrn. A. Jacobi, der 7½ Jahre lang dem Vorstande des Bezirksvereines als Kassierer angehörte, des Hrn. F. Giesecke, der zu den Gründern des Bezirksvereines zählt und unter andern Ehrenämtern auch das des Vorsitzenden bekleidet hat, und des Hrn. Alwin Jacobi. Die Versammlung erhebt sich zu Ehren der Verstorbenen von den Plätzen.

Darauf spricht Hr. C. Merckel über die neuen Hamburger Stammsielbauten. Der Vortrag wird an anderer Stelle veröffentlicht werden.

[1]) Vergl. Z. 1902 S. 1323.

Eingegangen 13. Mai 1905.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Sitzung vom 9. April 1905 in Neunkirchen.

Vorsitzender: Hr. Ackermann. Schriftführer: Hr. Schlarb.

Anwesend 70 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Dr. Alexander Tille aus Saarbrücken über

die deutsche Eisenindustrie und ihren Kampf um den Weltmarkt.

»M. H., Sie werden sich wohl alle noch an die Aufregung und den Sturm erinnern, der durch die deutsche Industrie im Jahre 1900/01 ging, als der neue autonome Zolltarif für das Deutsche Reich geschaffen werden sollte. Damals entstand ein förmlicher Wettbewerb der einzelnen Industrien, ihre Wünsche

geltend zu machen. Ich war zu jener Zeit bei der Geschäftsführung des Zentralverbandes deutscher Industrieller tätig, und es verging fast kein Tag, an dem nicht verschiedene Wünsche in dieser Hinsicht einliefen. Schon daraus konnte man entnehmen, wie groß das Interesse der einzelnen Werke an dem neuen Zolltarife war. Und wenn man nun damit die Gleichgültigkeit vergleicht, die bei der Annahme der Handelsverträge im Reichstag geherrscht hat, dann muß einem doch unwillkürlich der gewaltige Unterschied auffallen, und es muß einem vor die Augen treten, ein wie unvergleichlich viel größeres Interesse die deutsche Industrie am Zolltarif hatte oder zu haben vermeinte. Ich bin allerdings in der Handelsvertragzeit nicht selbst in Berlin gewesen, habe aber doch für die südwestdeutsche Industrie der verschiedenen Arten die Anträge formuliert, die für die Handelsverträge mit der Schweiz, Oesterreich und Italien zu stellen waren. Da war es oft sogar schwierig, von dem einzelnen Interessenten das Material, die nötige Begründung seiner Wünsche, herauszubekommen. Wie erklärt man das? Wir sind doch ein großes Ausfuhrland, wir ringen hier mit den andern Nationen um die erste oder zweite Stelle auf dem Weltmarkt, und doch nimmt die deutsche Industrie, insbesondre die Eisenindustrie, eine so gleichgültige Stellung gegenüber dem Abschluß der Handelsverträge ein. Die Lösung dieses Rätsels ist für den Sachverständigen nicht gerade sehr schwierig; denn die Handelsverträge sind im Grunde gar nicht in dem Sinn entscheidend, wie das Unbeteiligte gewöhnlich voraussetzen.

Wenn Sie sich fragen, welche Faktoren denn im Augenblick die Einfuhr- und Ausfuhrpolitik des Deutschen Reiches bestimmen, so sind das nicht etwa die Handelsverträge. Unsre Einfuhr bestimmt sich wesentlich danach, wie hoch im autonomen Zolltarif von 1902 die Einfuhrzölle angesetzt worden sind. Damals ist in Deutschland und im Auslande bereits im wesentlichen die Entscheidung über die Zukunft unserer Ausfuhrindustrie gefallen, insbesondre auch der Eisenindustrie Südwest-Deutschlands. Die Handelsverträge selbst sind nicht etwa eine große neue wirtschaftspolitische Tat, sondern bei ihnen handelt es sich doch nur darum, die Grenzwerte der autonomen Zolltarife abzuschwächen, einmal unsres deutschen und sodann der fremden Zolltarife. Die Art, wie die deutsche Presse teilweise die Handelsverträge bearbeitet hat, ist nur unter politischen Kindern möglich, unter Kindern, die vom Wirtschaftsleben überhaupt nichts verstehen. Es kommt in der Praxis nicht etwa darauf an, welche Sätze in den Handelsverträgen stehen, sondern vielmehr darauf, was nicht darin steht: und das sind die neuen erhöhten autonomen Zollsätze der Vertragstaaten. Diese stehen nicht in den Handelsverträgen, soweit sie nicht etwa ermäßigt worden sind, und werden daher auch in den Parlamenten nicht verhandelt. Die Industrie aber weiß das recht gut. Daraus ist schon zu einem großen Teil die Gleichgültigkeit zu erklären, mit der die deutsche Industrie diese Handelsverträge hingenommen hat.

Ich sage nicht: das ganze deutsche Wirtschaftsleben. Denn es gibt ja bekanntlich in unserm öffentlichen Leben eine Wirtschaftsgruppe, die berufsmäßig freihändlerischen Lärm macht. Sie faßt nun einmal die Handelsverträge als eine Sache auf, die ihr Ideal, den »Freihandel«, fördert. Im großen und ganzen ändern die neuen Handelsverträge an den bisherigen Verhältnissen sehr wenig; aber um so mehr ändert sich, und zwar zu unsern Ungunsten, in dem, was sie nicht enthalten. Hunderte von Sätzen sind in den fremden Tarifen erhöht worden, ohne daß sie in den neuen Handelsverträgen eine Herabsetzung erfahren hätten. Und darin liegt die Gefahr. Durchschnittlich wird die Erhöhung der Zölle, die zustande gekommen ist, für uns zwischen 15 und 20 vH liegen. Ich betrachte absichtlich nicht unser Verhältnis zu Amerika und Rußland. Was ich sage, erstreckt sich nur auf die Handelsverträge mit Oesterreich, der Schweiz und Italien, die die Saarindustrie neben Frankreich und Belgien so gut wie allein angehen. Wir haben auf unserm Ausfuhrgebiete künftig, d. h. vom nächsten Frühjahr ab, mit Zöllen zu rechnen, die für die Eisenprodukte durchschnittlich um 15 bis 20 vH erhöht sind. Es wird das unsrer Produktion gewiß Schwierigkeiten bereiten, aber wir stehen vor der Frage, entweder auf die Ausfuhr zu verzichten oder uns darein zu ergeben. Trotzdem müssen wir sagen, daß durch die Handelsverträge doch etwas Bedeutendes gewonnen worden ist, nämlich die Stetigkeit der Verhältnisse auf zwölf weitere Jahre. Und was das gerade für die Industrie bedeutet, das wird von Laien kaum jemals voll eingeschätzt werden. Von der Stetigkeit der Absatzverhältnisse für eine geraume Reihe von Jahren ist zwar nicht die Produktion des einzelnen Werkes abhängig, wohl aber die Frage, wie weit sich Kapitalien zur Gründung neuer und zur Erweiterung und zum Umbau alter Werke finden. Das ist so gut wie einzig davon abhängig, ob die Absatzverhältnisse für einen größeren Zeitraum so gesichert sind, daß man sagen kann: das Geld, welches wir anlegen, wird sich mit der Zeit gut verzinsen. Und das ist ein Punkt, in dem die neuen Handelsverträge denn doch zugunsten Deutschlands ins Gewicht fallen.

Noch ein zweiter Punkt kommt jedoch für die Beantwortung der Frage in Betracht, warum die deutsche Industrie den deutschen autonomen Zolltarif selbst wesentlich höher bewertet als die neuen fremden Zolltarife und die Handelsverträge zusammengenommen: das ist das Verhältnis der Größe des Binnenmarktes zu der des Ausfuhrmarktes. Man spricht so gemeinhin von Binnenmarkt und Auslandsmarkt, als ob das ungefähr gleiche Größen wären. Ja, man nennt die Größe unsrer Ausfuhrzahlen und mißt daran, namentlich in freihändlerischen Kreisen, unsre industrielle Bedeutung. Weil unsre Industrieausfuhr kleiner ist als die Englands, setzt man uns als Industrieland unter England, und doch kann nichts verkehrter sein. Unser deutscher Binnenmarkt ist sechsmal so groß wie unser Auslandsmarkt. Das deutsche Volk bezieht nur ein Siebentel seines Einkommens aus dem Auslande. Der britische Binnenmarkt ist dagegen nur zweimal so groß wie der Ausfuhrmarkt; das britische Volk zieht ein Drittel seines Einkommens aus dem Auslande. Was für England der Auslandsmarkt bedeutet, das bedeutet er für uns noch lange nicht. Wenn sich unsre Industrie an den fremden autonomen Zolltarifen und an den Handelsverträgen nur ein Sechstel so stark interessiert wie am deutschen autonomen Zolltarif, so hat sie damit ganz recht. Der deutsche Markt ist ihr sechsmal so viel wert wie der Auslandsmarkt; ein Fünftel unsres Binnenmarktes ist mehr wert als unser ganzer Auslandsmarkt. Das ist der Kern des Zollschutzes. Dabei ist jedoch nicht zu übersehen, daß uns der Verlust unsres Auslandsmarktes aufs schwerste treffen würde, denn es wäre doch keine leichte Sache, wenn ein Siebentel der Bevölkerung sein Einkommen einbüßte.

Von den Vereinigten Staaten werden wir bekanntlich in doppelter Weise übertroffen, und zwar erstens dadurch, daß ihre Bodenfläche so außerordentlich viel größer ist als die des Deutschen Reiches. Das kommt gerade in der Eisenindustrie zur ungeheuern Geltung, weil von der Größe der Bodenfläche zum wesentlichsten Teil die Länge der Eisenbahnen abhängt, und davon wieder die Fabrikation der Schienen und Schwellen, der Radachsen und Lokomotiven usw. Unter diesen Umständen fällt es noch nicht einmal so schwer ins Gewicht, daß die Bevölkerung der Vereinigten Staaten 80 Millionen beträgt, wovon allerdings nur 72 in Betracht kommen; denn die 8 bis 9 Millionen Neger und Indianer spielen ja wirtschaftlich kaum eine Rolle. Es handelt sich also bei dem wirklichen Wettbewerb um 60 Millionen Menschen im Deutschen Reich und etwa 72 Millionen in den Vereinigten Staaten. Um diesen Unterschied von 12 Millionen ist aber zweifellos die Aufnahmefähigkeit des Binnenmarktes der Vereinigten Staaten größer als diejenige Deutschlands; die größere Ausdehnung der Bodenfläche kommt noch außerdem dazu.

Wenn wir nun Amerikas Auslandsmarkt ansehen, so liegen die Verhältnisse eigentlich unvergleichbar. Amerika ist heute das größte Ausfuhrland der Erde; es hat eine Ausfuhr im Werte von über 6 Milliarden *M* im Jahre, aber dabei handelt es sich zum größten Teil um Rohstoffe, Industrieerzeugnisse kommen erst in letzter Linie. An industriellen Fertigarbeiten führt es etwa nur für 1 700 000 000 *M* aus. Das heißt: der Schwerpunkt des wirtschaftlichen Lebens in Amerika wurzelt mindestens doppelt so stark im Binnenlande wie in Deutschland. Und das bedeutet wiederum, daß die Vereinigten Staaten noch ein Land sind, das ohne allzugroßen Schaden im Wirtschaftsleben auf die weltwirtschaftlichen Beziehungen zu andern Ländern verzichten könnte. Es würde das natürlich immerhin gewichtige Schäden für ganze Beschäftigungszweige im Gefolge haben, aber nicht entfernt so viel wie bei uns und in andern Ländern. So liegen die Dinge im Augenblick, und daher auch die zollpolitische Anmaßung der Union.

Soviel von dem allgemeinen Verhältnis zwischen Binnenmarkt und Auslandsmarkt in Deutschland, Großbritannien und den Vereinigten Staaten! Uns geht hierbei insbesondre die Eisenindustrie an. Gewiß ist die deutsche Ausfuhr an Eisen und Eisenfabrikaten (ohne Maschinen) seit 1880 um 250 vH gestiegen und die britische um 6 vH gefallen, und gewiß haben die Vereinigten Staaten, die 1880 noch überhaupt kein Eisen und Eisenfabrikate ausführten (sie führten damals 3608 t aus), 1903 die recht stattliche Ausfuhr von $^1/_2$ Million t erreicht. Aber trotzdem bedeutet für beide Schutzzollstaaten der Binnenmarkt auch auf dem Eisengebiet unendlich viel mehr als die Ausfuhr.

Deutschland erzeugte 1903 10 Millionen t Roheisen, die Vereinigten Staaten 18,2 Millionen, Großbritannien 8,9 Millionen. Deutschland führte 1903 an Eisen und Eisenfabrikaten 3 481 214 t

aus, die Vereinigten Staaten 331606 t, Großbritannien 3571373 t. In den Vereinigten Staaten beträgt die Eisenausfuhr also wenig über 1/60, in Deutschland wenig über 1/3, in England über 2/5 der Erzeugung. Dabei kann man einer Berechnung der Größe der deutschen Eisenausfuhr und ihres Verhältnisses zum Binnenmarkt die Zahl von 1903 billigerweise nicht einmal zugrunde legen; denn die deutsche Ausfuhr an Eisen und Eisenfabrikaten in den Jahren von 1901 bis 1903 war offenkundig eine vorübergehende Unregelmäßigkeit, die sehr bald verschwinden muß. Das lehren schon die Ausfuhrzahlen seit 1898. Sie betragen:

1898	1626223 t
1899	1590877 »
1900	1548558 »
1901	2347211 »
1902	3308007 »
1903	3481224 »

Es war das plötzliche Nachlassen der Nachfrage auf dem Binnenmarkte, das von 1901 bis 1903 die Ausfuhr an Eisen und Eisenfabrikaten derartig anschwellen ließ; aber diese Riesenausfuhr wird bei der geringsten Besserung der Marktlage im Inlande beträchtlich nachlassen.

Wir haben also die Tatsache, daß die beiden großen Schutzzolländer, Deutschland und die Vereinigten Staaten einen sehr viel bedeutenderen Binnenmarkt im Verhältnis zu ihrem Auslandsmarkt haben als das freihändlerische England. Sollte diese Tatsache vielleicht eine Folge des Schutzzolles sein, und wenn sie das ist, eine segensreiche Folge? Am 19. Januar 1904 sagte Freiherr von Rheinbaben im preußischen Abgeordnetenhause: »Der inländische Markt ist der sicherste und der konstanteste Abnehmer der Industrie, und darum bin ich immer für die Notwendigkeit eingetreten, unsrer Landwirtschaft einen ausreichenden Zollschutz zu gewähren.« Wenn dieser Zusammenhang besteht, dann muß er sich auch an der Hand der geschichtlichen Entwicklung nachweisen lassen. Sein Nachweis ist gleichbedeutend mit der Beantwortung der Frage: Wie ist dieses Verhältnis entstanden, und hat dieses Verhältnis Aussicht auf Dauer? Denn darauf kommt es heute an. Flüchtigen Erscheinungen wohnt im Wirtschaftsleben wenig Bedeutung inne. Damit kommen wir erst eigentlich zu dem andern Umstand, der die Bedeutung der Handelsverträge sehr stark einschränkt, ein Umstand, der auf einem ganz andern Felde liegt und den ich besonders hervorheben muß, weil darüber geradezu abenteuerliche Vorstellungen in manchen Kreisen vorhanden sind. Ich kann mich dazu der Hülfe eines Freundes bedienen. Ich habe da ein ausgezeichnetes Buch in meiner Hand: »Die Eisenindustrie in ihrem Kampfe um den Absatzmarkt, eine Studie über Schutzzölle und Kartelle«, von Rudolf Martin, Regierungsrat und industriellem Hülfsarbeiter im Reichsamte des Innern. Eine ganze Reihe von Daten, die ich Ihnen vorführe, werde ich aus diesem Buche zitieren können. Es ist zwar schon vor fast einem Jahr abgeschlossen worden und kann daher die neuen Handelsverträge noch nicht in Rechnung ziehen, ist aber trotzdem immer noch gleich belehrend über die modernen Verhältnisse bei der Eisenerzeugung und dem Absatz.

Im Jahre 1879 betrug die Roheisenerzeugung der Erde rd. 13 Millionen t; davon erzeugte Großbritannien fast die Hälfte, 6 Millionen t, Deutschland 2,2 Millionen t, die Vereinigten Staaten 2,7, Frankreich 1,4, Oesterreich-Ungarn 0,4 und Rußland 0,4 Millionen t. Im Jahre 1903 betrug die Welterzeugung an Roheisen 44 Millionen t; davon entfielen auf die Vereinigten Staaten 18,2 Millionen, auf Deutschland 10 Millionen, auf Großbritannien 8,9 Millionen, auf Frankreich 2,8, auf Oesterreich-Ungarn 1,5 und auf Rußland 2,3 Millionen. Frankreich, Oesterreich-Ungarn und Rußland will ich der Einfachheit wegen aus dem Vergleich ausschalten. Was hier für uns in Frage kommt, sind das Freihandelsland England und die beiden großen Schutzzolländer Deutschland und die Vereinigten Staaten. Ist der Freihandel besser, dann muß England in diesen 25 Jahren größere Fortschritte gemacht haben; ist der Schutzzoll besser, dann muß sich das an den Fortschritten Deutschlands und der Vereinigten Staaten zeigen. Tatsache ist zunächst, daß in dem Vierteljahrhundert von 1879 bis 1903 der Weltverbrauch an Eisen von 13 Millionen auf 44 Millionen t, also um 31 Millionen t gewachsen ist. Es kam also darauf an, wieviel sich jedes der drei Länder von diesem Mehrbedarf sicherte. Die Zahlen sind: England 2,9 Millionen t, Deutschland 7,8 Millionen t und die Vereinigten Staaten 15,5 Millionen t; die Eroberung dieses Neugebietes fällt somit fast ganz auf Deutschland und die Vereinigten Staaten. Daß der Freihandel England auf dem Gebiete der Roheisenerzeugung besondern Segen gebracht habe, ist hiernach nicht zu behaupten. Anderseits kann eine solche durch 25 Jahre hin anhaltende Entwicklung der Roheisenerzeugung in Deutschland und der Union unter der Herrschaft dieses Schutzzolles doch nicht ohne dessen Mitwirkung entstanden sein. Die Bedarfsvermehrung war da; England brauchte nur zuzugreifen. Statt dessen hat es in der Zeit dieser Bedarfsvermehrung seine führende Stellung eingebüßt und ist in der Welterzeugung von Eisen an die dritte Stelle gerückt. Seine Eisenerzeugung vermehrte sich von 1879 bis 1903 nur um 48 vH, die deutsche dagegen um 350 vH und die der Vereinigten Staaten gar um 570 vH.

Das ist also die Entwicklung der Roheisenerzeugung der verschiedenen Länder in der letzten großen Wirtschaftsepoche, die ja 1879 mit dem Uebergang des Deutschen Reiches zum Schutzzoll eingesetzt und seitdem ununterbrochen fortgedauert hat. Sehen wir uns die Einzelheiten an. Wir gehen aus vom Jahre 1879. Damals nahm England die Zentralstellung auf dem Eisenweltmarkt ein; es erzeugte mit 6 Millionen t fast die Hälfte alles Eisens in der ganzen Welt und verkaufte davon nur einen verhältnismäßig kleinen Teil als Roheisen, der größere Teil ging als fertiges Material in alle Welt. Das hatte beim Niedergang der Weltkonjunktur zur Folge, daß in Deutschland ein Hochofen nach dem andern ausgeblasen werden mußte, bis bekanntlich Kaiser Wilhelm I auf den Gedanken kam, die Schutzzollbestrebungen im Deutschen Reiche wieder aufzunehmen. Nachdem die beiden preußischen Minister, die damals den Freihandel vertraten, dem alten Kaiser Vortrag gehalten hatten, schrieb er am 22. Juli 1876, also drei Jahre vor dem Uebergang Deutschlands zum Schutzzoll, an den Fürsten Bismarck:

Gastein, 22. Juli 1876.

»Bei der Kürze der Zeit in Würzburg konnte ich einen »Gegenstand unsrer inneren Verhältnisse nicht nochmals »zur Sprache bringen, der mich trotz der Vorträge von »p. Delbrück und Camphausen, noch ehe Sie im Herbste »nach Berlin kamen, fortwährend beschäftigt und namentlich nach neueren Mitteilungen während meiner Anwesenheit am Rhein. Es ist dies das Darniederliegen unsrer »Eisenindustrie. In jenen Vorträgen wurde mir nachgewiesen, daß unser Eisen-Export noch immer den Import »übersteigt. Ich erwidere, woher es denn aber komme, daß »ein Eisen-Fabrikations-Unternehmen nach dem andern seine »Oefen ausblase; seine Arbeiter entlasse, die herumlungerten, »und daß diejenigen, welche noch fortarbeiteten, dies nur »mit Schaden täten, also nichts verdienten, bis auch sie die »Arbeit würden einstellen müssen.

»Geantwortet wurde mir: ja, das sei begründet, in»dessen bei solchen allgemeinen Kalamitäten müßten ein»zelne zugrunde gehen, das sei nicht zu ändern, und wir »ständen darin immer noch besser als andre Länder (Bel»gien). Ist das eine staatsweise Auffassung? So »steht leider diese Angelegenheit schon seit den letzten »Jahren. Nun soll aber vom 1. Januar 1877 an der Eisen»Import nach Deutschland ganz zollfrei stattfinden, während »Frankreich eine Prämie auf seine Eisen-Ausfuhr nach »Deutschland einführt! Das sind doch so schlagende Sätze, »die nur die Folge haben können, daß unsre Eisen-Industrie »auch in ihren letzten Resten ruiniert werden muß!

»Ich verlange keineswegs ein Aufgeben des gepriesenen »Freihandel-Systemes, aber vor Zusammentritt des Reichs»tages muß ich verlangen, die Frage nochmals zu ventilieren, »,ob das Gesetz wegen der zollfreien Einfuhr des Eisens »vom Auslande nach Deutschland nicht vorläufig auf ein »Jahr verschoben werden muß?' Wenn Sie mit mir über»einstimmen, sehe ich Ihrem Bericht entgegen, was Sie an»ordnen werden.«

Ihr

Wilhelm.

Dieser Brief ist das merkwürdigste Dokument in der deutschen Zollgeschichte. Wir wissen erst seit dem Erscheinen der »Gedanken und Erinnerungen« des Fürsten Bismarck, daß der Gedanke des Ueberganges zur Schutzzollpolitik nicht von ihm ausging, sondern von dem alten Kaiser. Bismarck hatte sich bis dahin um die Handelsfragen sehr wenig bekümmert, und erst dieser Brief hat ihn veranlaßt, 1878 die Eisen-Enquete anzustellen, deren Kommission ja auch Freiherr von Stumm als das bedeutendste Mitglied angehört hat. 1845 hatte in England Gladstone erklärt, daß das Schutzzollsystem der Anfang vom Ende des Wirtschaftslebens fremder Länder sei, und daß dessen Anwendung im Ausland im Grunde doch nur der englischen Industrie zugute komme. Er hatte geschrieben: »Was wir aber durch neue Beschränkungen in dem einen Lande verlieren, das gewinnen wir dadurch wieder, daß jenes Land wegen verteuerter Produktion weniger imstande ist, mit uns an dritten Märkten zu konkurrieren. Wenn Deutschland einen neuen Eingangszoll auf Eisen legt, welches unsre freigebige Erde in solcher Fülle liefert, so verkrüppelt

Deutschland dadurch seine Macht, mit uns in allen hundert Industriezweigen zu konkurrieren, bei denen das Eisen mitwirkt.« Dieses Wort, das 1845 galt, mußte 1879 noch verstärkte Bedeutung haben. So also die Prophezeihung! Und der Erfolg? Wir haben ihn ja gehört. 1879 erzeugte England 6 Millionen t Roheisen, 1903 8,9 Millionen, es ist also gestiegen um 48 vH. Die deutsche Erzeugung betrug 1879 2,2 Millionen t, 1903 10 Millionen, ist also um 350 vH gestiegen. Die Vereinigten Staaten, die ja einen hohen Schutzzoll hatten, sind von 2,7 Millionen t im Jahre 1879 auf 18,2 Millionen t gestiegen, also um 570 vH. Wo liegen nun die wirtschaftlichen Vorteile und wo die wirtschaftlichen Nachteile? Die Frage, ob Freihandel oder Schutzzoll am zuträglichsten sei, ist meines Erachtens durch die Ergebnisse dieser einen Statistik über diese 25 Jahre entschieden. Wir haben die Tatsache, daß in den beiden größten Schutzzolländern die Produktion um 350 und 570 vH gestiegen ist, in dem größten Freihandelsland nur um 48 vH. Wen diese Zahlen nicht überzeugen, dem ist überhaupt nicht mehr zu helfen.

Nun ist es freilich nicht der Schutzzoll an sich, was in dieser Weise wirkt, sondern es kommen dabei doch noch andre Umstände mit in Betracht. Am besten können wir das wieder erfahren, wenn wir die drei Länder: Deutschland, England und die Vereinigten Staaten, mit einem andern Lande vergleichen, und zwar mit Frankreich. In Frankreich wurden im Jahre 1879 1,4 Millionen t Eisen erzeugt, 1903 2,8 Millionen, also infolge des Schutzzolles genau 100 vH mehr, aber doch nicht annähernd so viel mehr wie im Deutschen Reich und in den Vereinigten Staaten. Es gibt eben auch für diese weltpolitischen Einrichtungen, wie Schutzzölle, ganz besondre allgemeine Voraussetzungen, unter denen sie besser oder schlechter wirken. Zu diesen Voraussetzungen gehört vor allem eine stark steigende Bevölkerung. Es handelt sich nämlich bei diesen Zöllen um sogenannte Sicherungszölle, während man sie früher merkwürdigerweise Erziehungszölle nannte. Man meinte, man sollte sie nur so lange beibehalten, wie die betreffende Industrie in der Entwicklung begriffen sei, später sollte man sie aufhören lassen. Dieser Anschauung huldigte z. B. auch Friedrich List. Und doch beruht sie auf einem grundsätzlichen Irrtum. Der Sicherungszoll ist für unser Erwerbsleben genau das, was unser Heer und unsre Flotte für das politische Leben sind. Wenn man ein wirklich entsprechendes Wort für ihn gebrauchen will, so kann das eben nur sein: »Sicherungszoll«. Der Zoll ist ausdrücklich dazu bestimmt, der deutschen Produktion den deutschen Absatzmarkt vorzubehalten, zu sichern. Und wenn das geschieht in einem Lande mit einer so stark steigenden Bevölkerung wie bei uns, so muß unbedingt ein stark steigender Verbrauch für Eisen eintreten, für Eisen zu Maschinenbau, Brückenbau, Eisenbahnbau, Häuserbau, Kleineisenzeug usw. Nur wenn durch ein Zolltarifgesetz dieser steigende künftige Absatz der Inlandserzeugung vorbehalten ist, dann sind die Voraussetzungen gegeben, unter denen sich große Kapitalien der betreffenden Produktion zuwenden können. Wenn aber, wie in England, jedes fremde Land zu jeder beliebigen Zeit eine große Menge Eisen auf den heimischen Markt werfen kann, dann hütet sich das Kapital, große Summen in dieser Produktion anzulegen. Das hat gerade der englischen Eisenindustrie den entscheidenden Schlag versetzt. Sie war im Jahr 1879 über doppelt so groß wie die deutsche oder die der Vereinigten Staaten, und 1903 war sie um 9 Millionen kleiner als die der Vereinigten Staaten und um über eine Million kleiner als die des Deutschen Reiches.

Wenn jemand im Jahr 1879 der Eisenerzeugung der Welt ein Prognostikon gestellt hätte und hätte wissen können, daß 1903 eine Steigerung auf 44 Millionen t erfolgt wäre, dann hätte er angenommen, daß von den 44 Millionen fast die Hälfte auf England entfallen werde. Das war der einzige damals richtige Schluß. Es wäre also möglich gewesen, daß England im Laufe von 25 Jahren seine Erzeugung von 6 Millionen t auf 22 gesteigert hätte, mithin um etwa 16 Millionen t zugenommen hätte. Diese Zunahme, die man damals für selbstverständlich gehalten hätte, ist England durch seinen Freihandel verloren gegangen, und andre Länder haben sich darin geteilt, und zwar in so großem Maße, daß die ganze Eisenerzeugung dieser Länder heute mehr umfaßt, als sie auf ihrem Binnenmarkt verkaufen. Das Entscheidende war, daß man angefangen hat, der Eisenindustrie Deutschlands zunächst einmal den Binnenmarkt zu sichern. So wurde die Erzeugung, als sie immer größer wurde, über das auf dem Binnenmarkt absetzbare Maß hinaus gefördert, und dies schuf dann zugleich die steigende Ausfuhr. Jede Ausfuhr ist nicht nur von einer kräftigen Binnenproduktion abhängig, sondern auch von einem kräftigen Binnenmarkt. Nur wenn der Binnenmarkt einer Industrie eine sichere Absatzstätte für einen großen Teil ihrer Erzeugnisse bietet, kann sie auf die Dauer Waren ausführen. Dazu kommt, daß auf dem Weltmarkt schon wegen der durchschnittlich größeren Entfernung bis zum Verbrauchsorte die Ware fast immer billiger verkauft werden muß als auf dem Binnenmarkt. Sogar etwaige Verluste auf diesem muß jener ausgleichen. Dieser letzte Punkt wird bekanntlich in der Presse viel umstritten. Es handelt sich dabei um die sogenannten billigen Auslandsverkäufe der deutschen Syndikate. Es ist uns in neuester Zeit über diesen Punkt eine Fülle von verbürgtem Material zugeflossen, nämlich durch die Vernehmung von Sachverständigen der verschiedenen Industrien im Reichsamt des Innern. Ja, auf diesem Boden können wir heute sagen: wir wissen so ungefähr alles Einschlägige. Es ist Ihnen vielleicht bekannt, daß die theoretischen Freihändler von jeher behauptet haben: Wenn ein Land Zölle einführt, so steigt damit der Preis des betreffenden Erzeugnisses im Inland um den Zoll gegenüber dem Weltmarktpreise. Das ist eine alte freihändlerische Doktrin, aber sie ist nicht richtig. Es gibt kein Erzeugnis, bei dem sich in den letzten 25 Jahren die Preisbildung im Inlande so gestellt hätte. Wenn das wahr gewesen wäre, dann hätte zum großen Teil ja die Entwicklung gar keinen Sinn gehabt, durch die wir in der letzten Zeit gegangen sind, nämlich die große Vereinigung der Werke zu Kartellen, Syndikaten und ähnlichen Organisationen. Wenn auf dem Binnenmarkt das Angebot die Nachfrage übersteigt, wird eben nicht der Weltmarktpreis plus Zoll als Preis erzielt, sondern ein geringerer. Nur wenn Angebot und Nachfrage einander gerade decken, ist das möglich. Das geschieht aber dauernd nur durch Syndizierung der betreffenden Industriezweige.

Nun ist im Deutschen Reich und in jedem andern Land eine gewisse technische Zollskala vorhanden, deren Bedeutung man sich gegenwärtig halten muß. Wir haben z. B. ganz verschieden hohe Zölle auf Roheisen, Halbzeug, vorgewalzte Blöcke, Schienen, Träger, Schwellen, Maschinenteile, Maschinen usw., und zwar ist eine vollkommene Skala gefunden, die sich nicht etwa nach dem Wert der betreffenden Erzeugnisse, sondern nach einem ganz andern Gesichtspunkt bemißt. Wenn Sie einmal die Begründung des neuen Zolltarifs durchlesen, so werden Sie die Rechnung finden, wie viel menschliche Arbeit, wieviel Arbeitslohn in den betreffenden Erzeugnissen steckt, und danach ist der Zoll berechnet. Und das ist ganz richtig. Denn der Zweck des Zolles ist doch, dem einheimischen Markte zu helfen; und das kann nur geschehen, wenn der Zoll des Rohstoffes, des Halbfabrikates, des Fertigfabrikates und des Verfeinerungserzeugnisses so gestellt ist, daß für jedes der Bezug vom Binnenmarkt einen Vorteil bedeutet. Das geschieht aber nicht durch Wertzölle, sondern durch Zölle, die entsprechend dem Maße des in dem Erzeugnis enthaltenen Arbeitslohnes abgestuft sind.

Nun hat man früher folgendes ausgeführt: Wenn auf dem Roheisen ein Zoll liegt, dann hat jedes Werk, das Roheisen kauft, es teurer zu bezahlen als ein englisches Werk in England. In demselben Maße hat jedes Werk, das Halbzeug verbraucht, das Halbzeug teurer zu bezahlen als in England, weil es dort keinen Halbzeugzoll und kein Halbzeugsyndikat gibt. Aehnliches trifft für jedes andre Halbfabrikat zu, z. B. für die Garne der Textilindustrie. Das ist theoretisch wahr, praktisch aber verdanken wir im Deutschen Reich und unsre Freunde oder Gegner jenseits des Ozeans diesem Umstande die größten Fortschritte, die es überhaupt auf dem Gebiete der Produktion geben kann. Denn aus dieser Notwendigkeit heraus, für die Stahlerzeugung den Roheisenzoll, für die Maschinenfabrikation den Halbzeugzoll usw. zu vermeiden, sind unsre großen gemischten Werke entstanden. Und daraus wieder haben sich die Syndikate aufgebaut, wie sie ausschließlich bei uns und in Amerika vorhanden sind, und zuletzt die beiden Riesenvereinigungen dieser, das Syndikat der sogenannten gemischten oder kombinierten Werke diesseits und jenseits des Atlantischen Meeres. Ich kann mir als Halbzeugverbraucher den Roheisenzoll usw. nur ersparen, wenn ich mir selbst Kohlengruben und Erzfelder kaufe, meine eigenen Hochöfen habe, meinen Stahl fabriziere und weiter verarbeite. Und weil die Industrie in Deutschland und in den Vereinigten Staaten vor die Aufgabe gestellt wurde, die ihr unbequemen Folgen des Schutzzolles zu vermeiden, nur aus diesem Grunde ist bei uns und drüben zuerst diese großartige Kombination von gemischten Werken entstanden. Es kommt sonst auf der Erde nicht vor, daß auch nur mehrere größere Werke das Roheisen aus eigenen Gruben verschmelzen und es dann bis zum Blech weiter verarbeiten. Und das ist der Grund, auf dem sich weiter die Ueberlegenheit der heutigen deutschen Eisenindustrie gegenüber der britischen aufbaut. In ganz England gibt es kein Eisenwerk, das so groß wäre wie eines der größten deutschen Werke. Das größte englische Werk würde

in Deutschland etwa erst an siebenter Stelle stehen. Das ist vielleicht die größte Wohltat, welche die deutsche Eisenproduktion dem Schutzzoll zu verdanken hat. Dabei hat England vor unsrer Erzeugung von Walzeisen noch bestimmte kleine Vorteile voraus.

Während Großbritannien nur etwa 30 verschiedene Trägerprofile walzt, walzt Deutschland über 400, die sich ohne Schaden auf 60 bis 80 verringern ließen. 30 Profile mögen eine zu geringe Menge sein, mit der man nicht allen Anforderungen des Weltmarktes genügen kann; daher auch die berechtigte Klage über die englischen Walzwerke im Auslande, daß sie sich fremden Bedürfnissen nicht genügend anpaßten. Ueber 70 aber dürften schwerlich nötig sein, um jedem sachlich begründeten Wunsche zu genügen. Nun sind überdies neuerdings deutsche Reformprofile konstruiert worden[1]), welche die englischen bei gleichem Gewicht an Tragfähigkeit ein wenig übertreffen, aber es hat sich noch keine Firma gefunden, welche einzig die neuen Profile walzen würde. Selbst bei Neuanlagen von Walzwerken schneidet man, wenn man die neuen Profile überhaupt berücksichtigt, die alten Profile neben neuen in die Walzen und vermehrt damit noch die schon bestehende bunte deutsche Profilmusterkarte, so daß es immer schwerer wird, sich in ihr zurecht zu finden.

In Amerika walzt nicht nur im Stahltrust, sondern auch außerhalb desselben jedes Werk nur verhältnismäßig wenige Profile, braucht entsprechend weniger Walzen und kann seine Walzkraft genauer auf seinen Betrieb zuschneiden. Es verringert sich nicht nur der Walzenpark, sondern auch das Lager. Die Arbeiter können sich auf bestimmte Profile und Schweren einarbeiten und eine größere Tagesleistung erzielen. Infolgedessen sind weniger Arbeiter nötig. Es wird also an Löhnen gespart, da das fortwährende Wechseln der Walzen wegfällt, aber auch an Arbeitzeit und Ingenieuren. Das verursacht bedeutende Ersparnisse an den Selbstkosten. Die Preise können geringer werden, und durch die Verbilligung des Erzeugnisses können weite Gebiete, auf denen bisher die Holzkonstruktion und der Steinbau herrschten, von dem Eisenprofil erobert werden. Das erweitert aber wieder die Absatzgelegenheit.

In Deutschland hat auf diesem Felde der Stahlwerksverband gar nichts geleistet. Auch der privaten Uebereinkunft sind noch keine Erfolge beschieden gewesen. Drei nebeneinander liegende Eisenwerke, wie Neunkirchen, Völklingen und Burbach, walzen sämtlich die gleichen Profile, unterhalten alle drei einen riesigen Walzenpark, riesige Lager und wechseln beharrlich Walze auf Walze im Gebrauch. Bei einer Uebereinkunft, die jedem der drei Werke eine bestimmte Anzahl Profile allein im Saargebiete sicherte, könnte jedes der drei Werke im Betrieb gewaltige Ersparnisse machen. Nur die Röhren-, Blech- und Panzerplattenfabrikation ist im Saargebiet sachlich bereits gegliedert, zum Vorteil aller Beteiligten. In der Drahterzeugung ist sogar neuerdings ein noch stärkerer Wettbewerb gleicher Ware unter den Werken eingetreten. Der heute bestehende umfassende Wechsel in der Arbeiterschaft könnte zum großen Teil abgestellt werden, wenn auf diesen Feldern eine größere Spezialisierung bestände. Wenn die Halbergerhütte den geringsten Arbeiterwechsel von allen fünf Saarhütten hat, so geht das eben darauf zurück, daß sie allein Gießerei ist. Jeder Wechsel der Arbeiterschaft aber ist mit Verlusten für das Werk verbunden, weil das Eintreten neuer Arbeiter immer die Erzeugung zeitweise herabdrückt.

Selbstverständlich gibt es für den heutigen Zustand, daß drei nebeneinander gelegene Werke einander in dieser Weise Einzelkonkurrenz machen, nur eine Erklärung: das außerordentlich hohe Vertrauen jedes einzelnen Werkes zu seiner kaufmännischen Leitung. Das ist ein schönes und ehrendes Zeichen, aber vom allgemein volkswirtschaftlichen Standpunkt aus kann man nur bedauern, daß an jeder der drei Stellen eine solche Fülle kaufmännischen Genies aufgewendet wird, um den andern beiden Konkurrenz zu machen. Aufträge, die nicht etwa einem Werk eines andern Gebietes abgejagt werden, werden doch nur je den andern beiden entzogen. Warum sie also nicht gleich grundsätzlich verteilen? Bei einer Spezialisierung dieser drei Werke auf je ein Drittel ihrer heutigen Walzprodukte gäbe es in Deutschland kein Werk oder keine Gruppe von Werken, die sich mit ihnen messen könnte.

Welch große Ersparnisse sich durch solche Arbeitsteilung erzielen lassen, kann man an den Vereinigten Staaten ersehen, wo zum Teil die Arbeitsleistung des einzelnen Mannes auf das Dreifache gesteigert worden ist. Wenn ein Arbeiter immer ein bestimmtes Profil macht, arbeitet er sich so ein, daß für sonst zwei Leute nur einer notwendig ist. Sind uns die Vereinigten Staaten in der Arbeitsteilung voraus, so stehen sie doch in einer andern Beziehung wieder hinter uns zurück: in bezug auf die Ausnutzung der Nebenprodukte. Weder die Nebenprodukte der Verkokung noch die Gichtgase werden dort irgendwie ausgiebig verwendet. Nur 5,5 vH Koksöfen hatten in Amerika im Jahre 1903 Anlagen zur Ausnutzung der Nebenprodukte.

Was aber für Deutschland in dem bisherigen siegreichen Bestehen des Wettbewerbes mit den Vereinigten Staaten entscheidend ist, das ist folgendes. An sich kann man die wirtschaftliche Bedeutung eines Trustes wegen der durch ihn ermöglichten Arbeitsteilung gar nicht hoch genug veranschlagen. Dabei braucht er keineswegs auch nur annähernd die ganze Industrie zu umfassen. Bei dem Stahlwerksverband ist das allerdings so ziemlich der Fall; ihm gehören jetzt wohl 33 Werke an, die zusammen über 90 vH der deutschen Erzeugung vertreten. Beim amerikanischen Stahltrust liegen die Dinge bei weitem nicht so; er umfaßt nur die reichliche Hälfte der Stahlerzeugung der Vereinigten Staaten. Trotzdem beherrscht er den Stahlmarkt. Man hat eben bereits bei 40 vH einen Einfluß auf den Markt, bei 50 vH schon einen recht bedeutenden, bei 60 vH kann man schon so gut wie allein die Preise bestimmen, bei 70 vH ist ein Widerstand kaum mehr möglich und schon bei 80 vH ist überhaupt kein dauernder Widerstand mehr denkbar. Ein Verband, der 90 vH der Fabrikation vertritt, ist vollends in der Lage, die Preise festzusetzen.

Wenn der Stahltrust nicht mit einer Konkurrenz vernichtenden Wirkung auf den Weltmarkt getreten ist, so liegt das an der unberechtigten amerikanischen Eigentümlichkeit, die Geschäftsgewinne künftiger Jahrzehnte schon bei der Gründung eines Unternehmens in der Bewertung vorwegzunehmen. Es ist heute kein Geheimnis mehr, daß der Stahltrust bei seiner Gründung etwa vier- bis fünfmal überkapitalisiert war, d. h. daß der Wert der Werke und Gruben, die ihn bildeten, etwa vier- bis fünfmal so hoch angesetzt war, wie ihr damaliger Kaufwert betrug. Schon dadurch, daß in der Carnegie-Gruppe binnen eines Jahrzehntes alles dreimal finanziell auf den Kopf gestellt worden war, war eine mindestens zwei- bis dreimal zu hohe Bewertung ihrer tatsächlichen Bestände zustande gekommen. Durch den Verkauf an die Pierpont Morgan-Gruppe stieg die Ueberkapitalisierung dann etwa auf das Viereinhalbfache. Dr.-Ing. Schrödter hat in einem Vortrag vom 24. April 1904 gezeigt[1]), daß die United States Steel Corporation, um ihre Obligationsschulden zu bezahlen, 19 ℳ auf die Tonne Stahl schlagen muß. Um die Vorzugsaktien in der früher üblichen Weise mit 7 vH zu verzinsen, bedurfte es eines weiteren Preiszuschlages von 13 ℳ/t. Dabei entfiel auf die Stammaktien überhaupt noch keine Dividende. Für die Ausgabe wertloser Stammaktien hat die deutsche Anschauung die groben Worte »unehrlich« und »Betrug«, in Amerika rechnet man damit, daß sie »Wasser« sind, wie man sagt. Wenn ein Geschäft sie aber seinen Arbeitern zum Kurse von 84 aufhängt, während es ihren Unwert kennen muß, so nennen wir diese Art Sozialpolitik in unsrer harten Sprache »gemein«. Das hat der Stahltrust getan. Die Stammaktien stehen seit einem Jahre nicht über 9 im Werte, heute noch darunter. In Amerika sagt man, jedermann wisse ja, daß Stammaktien »Wasser« seien; warum kaufe sie denn da der Arbeiter? Das ist auch eine Entschuldigung. Offenbar war die Abgabe einer bestimmten Anzahl Stammaktien an die Arbeiterschaft des Stahltrustes ein Manöver, um deren Kurs zu halten. Unter den Folgen der Ueberkapitalisierung leidet der Stahltrust schwer genug; seine gesamte Preispolitik hat er dadurch lahm gelegt und einen umfangreichen Wettbewerb mit seinen Riesenpreisen großgezogen.

Die Ueberkapitalisierung des Stahltrustes ist der Hauptgrund dafür, daß der Wettbewerb der Vereinigten Staaten ganz bedeutend zurückgedrängt ist. Hätten wir diese Verwässerung des Kapitals im Stahltrust drüben nicht gehabt, dann hätten wir im letzten Jahre mit einem ganz bedeutenden Wettbewerb von drüben rechnen müssen. Wir können den Amerikanern dafür dankbar sein. Es kommt allerdings noch ein andrer Punkt hinzu, der den Amerikanern neuerdings außerordentlich hinderlich ist, und das sind die merkwürdigen Arbeiterverhältnisse. In England haben seit 1873 die Trade Unions mit ihrer Beschränkung der Arbeitsleistungen ihrer Mitglieder ständig zugenommen. Das ging soweit, daß 1898 auf den größeren Werken der Metallindustrie die Durchschnittsleistung des einzelnen Arbeiters um 30 bis 40 vH geringer als bei uns war. Zu spät erkannte man darin den Einfluß der englischen Gewerkschaften, die die Arbeitsleistung des einzelnen einzuschränken suchten, damit, wie sie glaubten,

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1489.

[1]) s. Stahl u. Eisen 1904 S. 499.

möglichst viele Arbeiter Arbeit bekommen könnten. Das hat sich in der englischen Industrie bekanntlich sehr schwer geltend gemacht. Hier waren früher die Vereinigten Staaten England bedingungslos überlegen; und das ist ihnen besonders deswegen zugute gekommen, weil sie gezwungen waren, in kurzer Zeit ihre gesamten Maschinen immer wieder durch neue zu ersetzen und in vielen Fällen sogar an Stelle von 2 gelernten Arbeitern einen ungeschulten Tagelöhner einzustellen. Das ist nun in den letzten Jahren in Amerika auch anders geworden. In Schmollers Jahrbuch 1904 finden wir eine sehr schöne Arbeit von Glier darüber, wonach die Arbeitseinschränkung des einzelnen durch den Gewerkverein in Amerika in der Weißblechfabrikation in den letzten Jahren etwa 30 vH ausmacht. Der Präsident der Amalgamated Association of Iron, Steel and Tin Workers hat vor der Kommission der Vereinigten Staaten ausgesagt, daß ein Arbeiter 30 vH mehr hätte leisten können, wenn es ihm seine Vereinigung gestattet hätte. Nun hat die Carnegie-Gruppe zwar diesen Verband gesprengt, und das hat in weiten Kreisen gewirkt. Aber einzelne Gruppen werden immer noch von ihm beherrscht, z. B. die Weißblechfabrikation noch ganz, die Feinblechfabrikation etwa zur Hälfte. Solche Dinge sind die schwersten Hemmschuhe auf dem Weg einer großen industriellen Entwicklung, und wenn Amerika unter diesem Umstande nicht noch neben der Ueberkapitalisierung zu leiden gehabt hätte, so wäre es jedenfalls ein noch größerer Konkurrent geworden.

Wenn man nun die gegenwärtigen Produktionsbedingungen der Eisenindustrien verschiedener Länder vergleichen will, so bildet man am besten zwei verschiedene Gruppen: die natürlichen und die wirtschaftlichen sowie sozialen Bedingungen. Mißt man die Dinge nach den wirtschaftlichen Voraussetzungen, dann ist England heute noch am günstigsten daran. Ein Eisenwerk wird sich um so besser rentieren, je dichter es bei den Kohlen und bei den Erzen liegt und je näher es einen schiffbaren Strom oder das Meer hat. Diese Voraussetzungen finden sich nirgends in der Welt so wie in England. Wir müssen entweder die Erze auf der Bahn weit her zu den Kohlen oder die Koks zum Erze schaffen, z. B. von der Ruhr bis Lothringen 325 km weit oder zur See noch viel weiter, und sie dann von den Schiffen noch auf die Bahn umladen. In den Vereinigten Staaten ist die Sache bekanntlich noch schlimmer; dort ist der große Eisenbezirk um Pittsburg noch 200 km vom Erie-See entfernt, und die Erze liegen 1200 km entfernt am Oberen See. Aber was dort ausgleichend wirkt, ist der Umstand, daß die Erzlager am Oberen See und die Transportwege nach dem Connelsvillebezirk im Besitz der Carnegie-Werke waren und heute im Besitz des Morgan-Trustes sind. Der Stahltrust beherrscht nicht nur den gesamten Transport vom Oberen See bis zum Erie-See, sondern auch die Bahn bis nach Pittsburg. Unter diesen Umständen ist allerdings die natürliche Lage in den Vereinigten Staaten auch nicht ungünstiger als in andern Ländern. Soviel über die natürlichen Verhältnisse. Noch 1879 würde niemand geglaubt haben, daß es möglich wäre, durch Zolltarifmaßnahmen diese natürlichen Verhältnisse geradezu auf den Kopf zu stellen und Amerika und Deutschland damit der englischen Eisenindustrie überlegen zu machen. Denn das ist geschehen, indem die beiden großen Staaten, die Union und Deutschland, ihrer Produktion zunächst den Binnenmarkt sicherten und ihr damit den Weltmarkt erobern halfen. Die Möglichkeit der willkürlichen Einwirkung auf die Grundlagen des Wirtschaftslebens reicht also viel weiter, als die Freihändler herkömmlich annehmen. Voll wird die Wirkung der Sicherungszölle im Wirtschaftsleben allerdings nur lebendig werden in einem Lande, dessen Bevölkerung arbeitsfreudig ist und außerdem in bedeutendem Maße wächst. Wir sind infolgedessen im vollen Genuß der Schutzzollwirkungen, während in England z. B. heute eine Schutzzollwirkung fast nicht vorhanden sein würde. Die Einfuhr nach England würde zwar durch englische Sicherungszölle abnehmen, aber wenn sie auch um eine Million sänke, so würde diese Million Tonnen doch den großen englischen Eisenwerken zu keinem großen Aufschwung verhelfen. Weiterhin ist noch von Wichtigkeit die innere industriesoziale Entwicklung eines Landes. Diese Entwicklung läßt heute schon in England immer die Frage aufwerfen: Wenn ich ein Werk gründe, wo soll ich die Arbeiter hernehmen? In England ist kein Zuströmen von Arbeitskräften vom Lande mehr möglich, weil die Landbevölkerung schon so gut wie ganz von der Industrie aufgesogen ist, und außerdem hat England nicht die ausgleichende Zuwanderung, die wir in den Polen und Italienern besitzen, welche wir abschieben und kommen lassen können, wann wir wollen. Es fehlt drüben eine gemischtsprachige Grenzbevölkerung, die jede Zuwanderung so außerordentlich erleichtert. Polen und Italiener lernen durch sie rasch soviel Deutsch, wie sie zum Fortkommen brauchen. Nach der Zählung von 1895 waren in Industrie mit Bergbau und Baugewerbe 8900606, in Landwirtschaft, Gärtnerei und Tierzucht, Forstwirtschaft und Fischerei 11940929 Erwerbstätige beschäftigt. Ehe wir soweit wären, wie England heute ist, würden wir der Industrie mindestens 8 Millionen Erwerbsfähige noch zuführen können. Wir haben das Glück, daß wir innerhalb der Grenzen unsres Reiches noch eine große Ackerbau treibende Bevölkerung zu versorgen haben, und wenn auch ferner noch ein gewisses Zuströmen von Landarbeitern zur Industrie bei uns eintreten wird, so hat es gewiß seine Grenzen. Es wird immer nur beschränkt sein, solange unser Landbau noch einigermaßen ertragfähig bleibt, und es erleidet eine weitere Einschränkung dadurch, daß wir heute in unsern Betrieben planmäßig Menschenarbeit durch Maschinenarbeit zu ersetzen suchen. Wo früher drei oder vier Arbeiter standen, steht heute nur einer. Wir werden imstande sein, unsre Erzeugung noch wesentlich zu steigern, ohne unsre Arbeiterzahl zu erhöhen. Die Weiterentwicklung der großen Betriebe ist keineswegs an eine Vermehrung der Arbeiterschaft gebunden. Und wenn es in der Statistik etwa scheint, daß das bei den großen Betrieben in Rheinland-Westfalen anders sei, so ist das doch nur scheinbar. Dort ist die riesenhafte Steigerung der Arbeiterschaft, welche die Statistik zeigt, daher gekommen, daß die Werke sich ganze Bergbaubetriebe angegliedert haben und die Leute, die dort beschäftigt sind, nun zum eigenen Werke mitzählen, während das früher nicht der Fall war. Die Leistung des einzelnen Arbeiters ist seit 1879 ganz bedeutend gewachsen. In der Eisen-Enquete von 1879 wird ausdrücklich gesagt, daß der deutsche Eisenarbeiter etwa ⅔ des englischen leiste. Heute ist die Durchschnittsleistung des deutschen Arbeiters immer noch etwas geringer als die des englischen. Sind wir aber einmal, wie die Engländer, mit unsrer inneren industriesozialen Entwicklung so weit, daß wir die höheren Stufen des Handwerkes in die Fabrik einbezogen haben, dann wird ganz bestimmt die Leistung des deutschen Eisenarbeiters höher sein als die des englischen.

Als im Jahre 1902 die Absicht der preußischen Regierung bekannt wurde, eine neue wasserwirtschaftliche Vorlage beim Landtag einzubringen, da wurde von agrarischer Seite die Erklärung abgegeben, daß man der neuen Kanalvorlage nur dann werde zustimmen können, wenn zugleich die Handelsverträge der deutschen Landwirtschaft alles das brächten, was auf Grundlage des neuen selbstherrlichen Tarifes von 1902 möglich sei. Da man wußte, welchen Wert die preußische Regierung auf die Annahme der wasserwirtschaftlichen Vorlage legte, so konnte jene Verquickung der Kanalfrage mit handelspolitischen Wünschen nur den Zweck haben, die Reichsregierung zu veranlassen, mit allem Nachdruck für die Erreichung der agrarischen Wünsche einzutreten. Ueber diesem politischen Spiel ist leider vergessen worden, daß für die deutsche Industrie und insbesondre für die deutsche Eisenindustrie ein tieferuster Zusammenhang zwischen Handelsverträgen und Rhein-Weserkanal, oder allgemeiner: zwischen der neuen Handelspolitik des Deutschen Reiches und dem Ausbau der deutschen Wasserstraßen, besteht. Dieser Zusammenhang ist schon in der »Begründung zum Entwurf eines Zolltarifgesetzes« im Jahre 1901 zugegeben worden. Es heißt dort S. 447:

»Die deutsche Eisenindustrie hat zwar einen hohen Grad »technischer Vollkommenheit erreicht; indessen genügt dieser »allein nicht, um die wirtschaftlichen Vorteile auszugleichen, »deren sich das Ausland bei der Eisenverarbeitung und »namentlich bei der Eisengewinnung erfreut. Hierzu gehört »in erster Linie die vorzügliche Beschaffenheit der Erze in »Amerika, Großbritannien, Spanien, Schweden und Oesterreich. Für Großbritannien kommt noch der überaus günstige »Umstand hinzu, daß dort Kohlen und Erze sich örtlich bei»einander vorfinden und unmittelbar an der Küste gelagert »sind; die Nähe des Meeres erleichtert den dortigen Eisen»werken nicht nur die Ausfuhr des fertigen Eisens, sondern »auch den Bezug der nebenbei erforderlichen, ausländischen, »namentlich spanischen Erze. In Deutschland liegen die Erz»und die Kohlenlager in der Regel weit voneinander entfernt; »auch fehlt es an Wasserstraßen, auf denen die Erze billig »an die Verhüttungsstätten geschafft werden könnten. So »muß z. B. ein großer Teil der lothringischen Erze auf dem »kostspieligen Eisenbahnwege zur Verhüttung nach Westfalen »befördert werden. Da, wo ausnahmsweise Erze und Kohlen »nahe beieinander vorkommen, wie z. B. in Oberschlesien, »sind die ersteren geringwertig und können nur zusammen »mit ausländischen, namentlich schwedischen und ungarischen »Erzen verhüttet werden, deren Bezug infolge der hohen

»Frachtkosten kostspielig ist. Ueber die Höhe der Fracht»kosten, die auf die Rentabilität der Eisenwerke von großem »Einfluß ist, lassen sich auch nur einigermaßen bestimmte »Durchschnittszahlen nicht angeben; denn diese Kosten sind »nicht nur für die einzelnen Bezirke, sondern auch innerhalb »desselben Bezirkes für die einzelnen Werke verschieden, je »nachdem für die Zufuhr der Erze oder Kohlen Wasserstraßen »zur Verfügung stehen oder Eisenbahnen benutzt werden »müssen. Es wird jedoch angenommen, **daß in Deutschland »28 bis 30 vH der Gestehungskosten des Roheisens auf Fracht»kosten entfallen**, während man in Großbritannien hierfür »nur 9 bis 10 vH rechnet. Allein infolge der geringeren »Frachtkosten wird das Roheisen in Großbritannien etwa um »20 vH billiger als in Deutschland erzeugt.«

Diese Sätze sind geschrieben worden im Reichsamt des Innern im Frühjahr 1901 zur Begründung der Tatsache, daß die deutsche Eisenindustrie zu ihrem Schutze höhere Zollsätze braucht als bisher. Sie hat bekanntlich diesen höheren Zollschutz nicht bekommen, oder doch nur in ganz unwesentlichen Punkten, in manchen ist der bestehende Zoll selbst herabgesetzt worden, und das Inkrafttreten der neuen Handelsverträge wird uns zum Teil weitere Herabsetzungen bringen, während gleichzeitig in den fremden Ländern die Zollsätze bedeutend gestiegen sind. Aber weil es unmöglich gewesen ist, in dem Zolltarif der deutschen Industrie einen stärkeren Schutz zu schaffen, deswegen muß die deutsche Eisenindustrie unbedingt einen gewaltigen Ausbau des Wasserstraßennetzes erhalten, damit ihre Produktionskosten in ähnlicher Weise herabgedrückt werden, wie das in England und in den Vereinigten Staaten bereits geschehen ist. Und da ist auch in Südwestdeutschland die Mosel- und Saarkanalisierung genau so notwendig wie der Kanal vom Rhein nach der Weser, denn Niederrheinland-Westfalen ist doch nicht das einzige Industriegebiet im Reiche.«

Bücherschau.

Die Kaiser-Wilhelm-Brücke über die Wupper bei Müngsten im Zuge der Eisenbahnlinie Solingen-Remscheid. Mit Genehmigung der Königlichen Eisenbahn-Direktion Elberfeld herausgegeben von Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., Werk Nürnberg. Bearbeitet von W. Dietz, Professor an der Technischen Hochschule München. In zwei Bänden mit 194 Textfiguren und 48 lithographischen Tafeln. Berlin 1904, Julius Springer. Preis 50 *M*.

In dieser Veröffentlichung ist den weitesten Kreisen der Fachwelt ein Werk übergeben, das auf dem Gebiete des Brückenbaues einzig in seiner Art dasteht und das mit Freuden zu begrüßen ist, obwohl es erst 7 Jahre nach Vollendung dieses hervorragenden Bauwerkes erschienen ist. Die Leser dieser Zeitschrift sind ja rechtzeitig in großen Zügen mit dem bedeutendsten Brückenbauwerk Deutschlands bekannt gemacht worden[1]). Was in dem soeben erschienenen Werke noch weiter enthalten ist, bildet für jeden Ingenieur eine reiche, schier unerschöpfliche Quelle des Studiums in theoretischer und praktischer Hinsicht. Es ist nämlich ein Sammel- und Nachschlagewerk über alle wichtigsten Daten und Vorkommnisse von Anbeginn bis zur Vollendung des Baues, es enthält eine eingehende Beschreibung des Bauwerkes in bezug auf Eisenkonstruktion und Mauerwerk. In ihm sind die lehrreichen statischen Untersuchungen in nahezu erschöpfender Ausführlichkeit wiedergegeben, und zwar nicht bloß für das Bauwerk selbst, sondern auch für alle Hülfsgerüste, Verankerungen und Montierphasen. Die Bauvorgänge, beginnend mit den Baustoffen und ihrer Bearbeitung in der Werkstatt, alle Einzelheiten der Vorarbeiten, die maschinellen Einrichtungen des Bauplatzes, die Absteckung, die Aufstellung der Pfeilergerüste, der Gerüstbrücken, der Bogenkonsolen, der Bogenschluß und die damit zusammenhängenden theoretischen Erwägungen, die Vorarbeiten und Arbeitsvorgänge beim Bogenschluß selbst, kurz alles findet seine klare Wiedergabe. Für den Forscher sind die Messungen und Beobachtungen während des Bogenschlusses von Wichtigkeit, ebenso das Kapitel über die Probebelastungen. Die statischen Untersuchungen der Hülfsvorrichtungen: Transportbrücke, Montierwagen usw., interessieren die bauleitenden Ingenieure. Schließlich sind noch Angaben über Gewichte und Kosten des Bauwerkes gemacht und die Dienste, welche einzelne Ingenieure dem Werke in hervorragender Weise geleistet haben, befriedigend gewürdigt. Dem gewaltigen Inhalte steht die äußere Ausstattung würdig zur Seite. Die Photolithographie der technisch-artistischen Anstalt von Alfred Müller in Leipzig bietet Vollendetes.

So liegt hier ein wirklich klassisches Werk vor uns, auf das nicht allein der Schöpfer des Bauwerkes selbst und sein Bearbeiter stolz sein können: es ist ein Werk, das der gesamten deutschen technischen Wissenschaft und Literatur vor aller Welt zum Ruhme gereicht.

Karl Bernhard.

[1]) s. Z. 1897 S. 1321 u. f.

Der Eisenbau. Ein Handbuch für den Brückenbauer und den Eisenkonstrukteur. Von Luigi Vianello. Mit einem Anhang: Zusammenstellung aller von deutschen Walzwerken hergestellten I- und C-Eisen. Von Gustav Schimpff. (Oldenbourgs Technische Handbibliothek, Bd. IV) XVI und 691 S. mit 415 Abbildungen. Preis in Leinwand gebunden 17,50 *M*.

Es ist dem Verfasser in erheblichem Maße gelungen, für den Handgebrauch des Eisenkonstrukteurs ein in Praxis und Theorie gleichwertig wurzelndes Hülfsmittel zu schaffen.

In übersichtlicher Weise sind die neuesten Rechnungsverfahren der höheren Statik vorgeführt. Es fehlt dabei nicht an der Angabe der wichtigsten Zahlentafeln und Formeln aus der Mathematik, Mechanik und niederen Statik. Allerlei technische Aufgaben, auf die man beim Entwerfen von Eisenkonstruktionen stößt, wie beispielsweise Berechnung von Mauerwerk, Eisenbeton und dergl., auch Berechnungen von Konstruktionseinzelheiten, werden vorgeführt. Vereinigt hiermit ist eine Reihe wertvoller praktischer Angaben aus dem Brücken- und Eisenhochbau. Besonders hierin und in den Zahlentafeln nebst dem im Anhang von G. Schimpff, Altona, ausgearbeiteten Verzeichnis aller in Deutschland gewalzten I- und C-Eisen zeigt sich die richtige Erkenntnis dessen, was dem Praktiker in erster Linie nottut. Dem Buch ist sonach mit Sicherheit ein guter Erfolg vorauszusagen. In Verbindung mit dem Studium neuerer Ausführungen, auf die im Buche leider gar nicht hingewiesen ist, gibt der Inhalt sichere Auskunft über die wichtigsten Grundlagen bei der Gesamt- und Einzelbearbeitung von Eisenbauten.

Karl Bernhard.

Die Königlich Preufsischen Maschinenbauschulen. Von Dr. Siegfried Jakobi.

Die Besprechung dieses Buches auf S. 1645 d. Z. enthält den irrigen Vorwurf, daß darin die staatlichen Laufbahnen nicht genannt seien, zu denen der erfolgreiche Besuch der höheren Maschinenbauschulen den Zugang eröffnet. Diese Laufbahnen sind auf S. 127 bis 129 mitgeteilt; freilich im Schlußwort; es wäre besser, diese wichtigen Angaben ausdrücklich im Inhaltsverzeichnis zu nennen.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Meyers Handatlas. Dritte, vollständig neu bearbeitete Auflage mit 115 Kartenblättern und 5 Textbeilagen. Ausgabe A ohne Namenregister. Leipzig und Wien 1905, Bibliographisches Institut. 28 Lieferungen. Preis pro Lieferung 30 Pfg oder in Leinen gebunden 10 *M*.

Mit der 28. Lieferung ist nunmehr die kleine Ausgabe von Meyers Handatlas und damit ein Werk zum Abschluß gebracht, das bereits in seinen frühern Auflagen sich rasch in allen Kreisen große Beliebtheit verschafft hat. Die neuesten politischen und wirtschaftlichen Begebenheiten sind, soweit möglich, berücksichtigt und der Anteilnahme an dem Ringen der östlichen Völker durch Aufnahme von Teilkarten der betreffenden Gegenden Rechnung getragen.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Elektrotechnik. Wagner, C. Das elektrische Glühlicht, sein Wesen und seine Erfordernisse für den Kleinbetrieb. 2. Aufl. Berlin 1905. S. Mode. Preis 1,80 ℳ.

— Weber, L. B. Installation und Berechnung elektrischer Anlagen. 2. Aufl. Leipzig 1905. E. Wiest Nachf. Preis 6 ℳ.

— Whetham, William Cecil Dampier. The theory of experimental electricity. Cambridge 1905. The University Press. Preis 9,60 ℳ.

Hebezeuge. Pickersgill, W. Lasthebemaschinen. Stuttgart 1905. K. Wittwer. Preis 10 ℳ, Atlas 6,50 ℳ.

Ingenieurwesen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondre aus den Laboratorien der technischen Hochschulen, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure. 24. Heft. Berlin 1905. Julius Springer in Komm. Preis 1 ℳ.

Instrumente. Kohlmorgen, O. Instrumente und Apparate zum praktischen Gebrauch des Ingenieurs. (Sonderdr.) Berlin 1905. Verlag von »Der Wasser- und Wegebau«. Preis 1,20 ℳ.

Materialkunde. Seipp, H. Die abgekürzte Wetterbeständigkeitsprobe der natürlichen Bausteine, mit besondrer Berücksichtigung der Sandsteine. Frankfurt a/M. 1905. H. Keller. Preis 8,50 ℳ.

Mechanik. Sachs, L. Zur Berechnung räumlicher Fachwerke: Allgemeine Formeln für statisch bestimmte und insbesondre statisch unbestimmte Kuppel-, Zelt- und Turmdächer. Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 2,50 ℳ.

Metallbearbeitung. Hasluck, Paul N. Practical plumbers' work. London, Paris, New York und Melbourne 1905. Cassell & Co. Preis 2,40 ℳ.

Metallhüttenwesen. Hillebrand, W. F., und E. T. Allen. Comparison of a wet and crucible-fire method for the assay of gold telluride ores. London 1905. Wesley. Preis 1,80 ℳ.

— Levat, David. L'industrie aurifère. Recherches, exploitation, traitement, influence économique. Paris 1905. Vve. Dunod. Preis 30 ℳ.

Physik. Braun, Ferd. Ueber drahtlose Telegraphie und neuere physikalische Forschungen. Rektoratsrede. Straßburg 1905. Heitz. Preis 1,20 ℳ.

— Geitler, Jos. Ritter v. Elektromagnetische Schwingungen und Wellen. Braunschweig 1905. Vieweg & Sohn. Preis 4,50 ℳ.

Straßenbahnen. Biggs, C. Electric traction on street railways. Reprinted from the Local Government Journal. London 1905. L. Edgecumbe-Rogers. Preis 7,20 ℳ.

Strafsenbau. Tschertou, Frz. Der Straßenbau. Wien 1905. L. W. Seidel & Sohn. Preis 6 ℳ.

Werkstätten und Fabriken. Burton, Francis G. The commercial management of engineering works. 2. Aufl. Manchester 1905. The Scientific Publishing Co. Preis 15 ℳ.

— Hawkins, L. Whittem. Cost accounts. An explanation of principles and a guide to practice. London 1905. Gee & Co. Preis 6 ℳ.

Ziegelei. Wernicke, Frdr. Die Fabrikation der feuerfesten Steine. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 3 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Thermodynamics of the electric incandescent lamp. (El. World 30. Sept. 05 S. 567/70*) Wiedergabe eines Vortrages von Roeber in der American Electrochemical Society. Die Ausstrahlung sichtbarer und unsichtbarer Wellen von einem Glühkörper, bezogen auf Glühlampen aller Arten. Spezifischer Wattverbrauch und Temperatur des Glühkörpers. Lebensdauer und spezifischer Wattverbrauch. Osmiumlampen. Tantallampen.

Dampfkraftanlagen.

Smoke preventer. (Engineer 6. Okt. 05 S. 346*) Bei der von Frank Jordan & Co. in London gebauten Feuerung wird überhitzter Dampf von der Vorderseite der Feuerbüchse über die Brennstoffschicht geblasen.

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. Forts. (Riga Ind. Z. 30. Aug. 05 S. 201/12*) Versuche in der Zementfabrik der Gesellschaft C. Ch. Schmidt & Co. in Poderna. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Recent progress on the Cape-to-Cairo Railway. Von Knight. (Eng. Magaz. Okt. 05 S. 15/31*) Der Verfasser gibt eine Uebersicht über die bereits gebauten und über die geplanten Strecken und erörtert die Aussichten für die Fortführung des Planes.

Die elektrische Lokalbahn Tábor-Bechyně. (El. Bahnen u. Betr. 4. Okt. 05 S. 542/44*) Die rd. 24 km lange Strecke wird mit Gleichstrom in Dreileiterschaltung von 2×700 V betrieben. Erläuterungen der Grundsätze beim Entwurf der Bahn. Längenprofil. Krümmungen. Dreileiter-Stromzuführung. Forts. folgt.

Compound articulated locomotive for the Northern Railway of France. Von Hanbury. (Engng. 6. Okt. 05 S. 439/42* mit 1 Taf.) Die Lokomotive hat zwei $^3/_4$-gekuppelte Drehgestelle, von denen eines von zwei Hochdruckzylindern von 400 mm Dmr. das andre von zwei Niederdruckzylindern von 630 mm Dmr. bei 680 mm gemeinsamem Hub angetrieben wird. Die Laufachsen und Zylinderpaare liegen in der Mitte. Der Kessel für 16 at hat 244,5 qm Heizfläche und 3 qm Rostfläche. Das Betriebsgewicht beträgt 102 t.

Six coupled passenger locomotive, London and North-Western Railway. (Engineer 6. Okt. 05 S. 336* mit 1 Taf.) Zwillingslokomotive mit innen liegenden Zylindern von 482 mm Dmr. und 660 mm Hub bei rd. 66 t Betriebsgewicht.

Eisenhüttenwesen.

Segregation in steel ingots. Von Talbot. (Engng. 6. Okt. 05 S. 462/63*) Versuche über die kristallinische Ausscheidung von Schwefel, Phosphor und andern Beimengungen in Flußeisen- und Stahlblöcken und über den diesen Vorgang vermindernden Einfluß von Aluminium.

The Iron and Steel Institute. (Engng. 6. Okt. 05 S. 434/38) Meinungsaustausch über die Vorträge: »Segregation in steel ingots« von Talbot, »A manipulator for steel bars« von Upton und »The presence of greenish-coloured markings in the fractured surfaces of test-pieces« von Howorth.

Elektrotechnik.

Der Belastungsfaktor elektrischer Beleuchtungszentralen. Von Norberg-Schulz. (Elektrot. Z. 5. Okt. 05 S. 919/22*) Wirtschaftliche Verteilung der Belastung auf die mit Dampf und Wasser betriebenen Maschinen eines Wasserkraftwerkes mit Dampfaushülfe an Hand der Betriebsverhältnisse des Elektrizitätswerkes Christiania.

Modern power-plant design and economics. Forts. (Eng. Magaz. Okt. 05 S. 71/87*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05.

Hydromechanische Einrichtungen von neueren österreichischen Elektrizitätswerken. Ausgeführt von der Prager Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Ruston & Co. in Prag. Von Witt. Forts. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 6. Okt. 05 S. 549/57*) Die Rienzwerke der Stadt Brixen und das Elektrizitätswerk Malserheide.

Die Umformerstation Monbijou. Von Herzog. (Z. f. Elektrot. Wien 8. Okt. 05 S. 589/94*) Das im Mittelpunkt der Stadt Bern gelegene Umformerwerk enthält vier asynchrone Zwei- und Dreimaschinen-Umformer von 220 PS und einen synchronen Zweimaschinen-Umformer von 400 PS, die Drehstrom in Gleichstrom verschiedener Spannung für Licht, Kraft und Bahnbetrieb umwandeln. Zwei der kleineren Umformer sind zur Aushülfe mit Gasmotorenantrieb versehen.

Electric light, water works and central hot-water heating installations at Ada, O. Von Buchenberg. (El. World 30. Sept. 05 S. 563/64*) Das Werk enthält drei Kessel und zwei liegende einzylindrige Corliss-Maschinen von 250 mm Zyl.-Dmr. und 750 mm Kolbenhub, deren jede mittels Riemens einen 75 KW-Einphasenstromerzeuger von 2300 V, 60 Per./sk und 600 Uml./min antreibt. Für die Wasserfernheizanlage dienen zwei Duplexpumpen, welche das fast 5 km lange Heizrohrnetz aus drei Kondensatoren speisen.

New type of direct-current motor. (Engineer 6. Okt. 05 S. 346*) Der von der Johnson Lundell Electric Traction Co. in Southall gebaute Motor soll sich besonders durch geringes Gewicht und geringen Raumbedarf auszeichnen.

The insulation of overhead lines. I. Von Esson. (Engineer 6. Okt. 05 S. 329/30*) Verschiedene Ausbildung von Isolatorköpfen.

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Hochspannungsanordnungen bei Arbeitsübertragungen im Westen Nordamerikas. Von Westerberg. Forts. (El. Bahnen u. Betr. 4. Okt. 05 S. 537/41*) Fernübertragung der Edison Electric Co. in Süd-Kalifornien. Die Anlagen der California Gas and Electric Corporation. Schluß folgt.

Ueber Kabelschutzhüllen, deren Herstellung und Verlegung. Von Schmidt (Elektrot. Z. 5. Okt. 05 S. 923/26*) S. a. Zeitschriftenschau v. 22. u. 29. April 05. Asphalt-Kabelpanzer von Wilhelmi.

Erd- und Wasserbau.

United States dredge »Barnard«. Von Riley. (Marine Eng. Okt. 05 S. 420/28*) Der von der New York Shipbuilding Co. in Camden gebaute Saugbagger hat zwei Maschinen von zusammen 900 PSi zum Antrieb der Schrauben und eine 1000 pferdige Maschine zum Antrieb der Kreiselpumpe. Anordnung der Räume und Maschinen.

The new roof shield for the Metropolitain Railway tunnel of Paris. Von Bonin. (Eng. News 28. Sept. 05 S. 324/27*) Die Vorrichtung besteht aus zwei dem Querschnitt des Tunnels angepaßten Teilen, von denen der obere den eigentlichen Schild bildet und auf Rollen mittels hydraulischer Pressen auf dem unteren Teile vorgeschoben wird.

Movable dam and lock of the Rice Irrigation and Improvement Association, Mermentau River, La. (Eng. News 28. Sept. 05 S. 321/22*) Konstruktionszeichnungen des 109 m langen hölzernen Wehres und der Schleuse.

Structural steel dams. Von Bainbridge. (Eng. News 28. Sept. 05 S. 323/24*) Allgemeine Erörterungen über den Bau von Dämmen mit Eiseneinlage. Kurze Beschreibung verschiedener Ausführungen nebst Angaben über die Abmessungen.

Gasindustrie.

Electric charging machinery for gas-retorts. (Engng. 6. Okt. 05 S. 444/46*) Bei der von W. J. Jenkins & Co. in Retford, Notts, gebauten Beschickvorrichtung wird die Kohle durch eine senkrecht einstellbare, auf einem Laufkran angeordnete Schleudervorrichtung in die Retorten geworfen. Die Ausdrückmaschine besteht aus einem fahrbaren Gerüst, auf dem der senkrecht verstellbare Stempel durch eine Zahnstange und Zahnkette bewegt wird.

Hebezeuge.

Hametschwand-Aufzug am Bürgenstock. (Schweiz. Bauz. 7. Okt. 05 S. 186/88*) Der Aufzug für eine Last von rd. 600 kg ist in einem 43,50 m hohen Schacht und darüber in einem 118 m hohen Turm geführt. Zum Antrieb mit 1 m/sk Geschwindigkeit dient eine Winde mit einem 25 pferdigen Gleichstrommotor. Steuerung und Sicherheitsvorrichtungen.

Kälteindustrie.

Production des très basses temperatures. Liquéfaction de l'air et de l'hydrogène. Von Lafay. Schluß. (Génie civ 30. Sept. 05 S. 356/58*) Verfahren und Einrichtungen von Travers und Olszewski zum Verflüssigen von Wasserstoff. Eigenschaften des flüssigen Wasserstoffes. Fester Wasserstoff.

Maschinenteile.

Neuerungen auf dem Gebiete der Maschinenelemente. Von Schmidt. (Dingler 7. Okt. 05 S. 636/38*) Verschiedene Ventilkonstruktionen. Forts. folgt.

Materialkunde.

Overheated steel. Von Richards und Stead. (Engng. 6. Okt. 05 S. 459/62*) Eingehende Versuche über die Festigkeitseigenschaften und Gefügebildungen von »verbranntem« Stahl und über die Rückbildung in guten Stahl.

Meßgeräte und -verfahren.

Neues Verfahren zur Bestimmung von Selbstinduktionskoeffizienten. Von Peukert. (Elektrot. Z. 5. Okt. 05 S. 922/23*) Die Spule wird parallel zu einer Kapazität und einem ohmischen Stufenwiderstand geschaltet, an einer empfindlichen Wage aufgehängt und ihr Gewicht durch Gegengewichte aufgehoben. Unter der Spule wird eine mit Wechselstrom gespeiste feste Spule angeordnet und die dann eintretende Abstoßung der ersten Spule durch Aenderung des Stufenwiderstandes und der Kapazität aufgehoben. Bei der hierdurch hergestellten Phasengleichheit kann man die Selbstinduktionsziffer aus dem Widerstand und der Kapazität nach einem näher erläuterten Verfahren berechnen.

Metallbearbeitung.

High speed steel in the factory. Von Becker und Brown. (Eng. Magaz. Okt. 05 S. 88/98) Betrachtungen über die durch die Einführung des Schnelldrehstahles erreichten wirtschaftlichen Erfolge.

Cartridge-case heading and indenting press. (Engng. 6. Okt. 05 S. 489*) Die Druckwasserpresse zur Herstellung von Patronenhülsen ist von der Vauxhall and West Hydraulic Engineering Co. gebaut. Kurze Beschreibung der Konstruktion und Wirkungsweise.

Schiffs- und Seewesen.

The dockyards and ship-building plants of Japan. Von Albertson. Forts. (Eng. Magaz. Okt. 05 S. 32/47*) S. Zeitschriftenschau v. 7. Okt. 05.

The self-docking floating dry-dock Dewey. (Marine Eng. Okt. 05 S. 401/06*) Das aus drei Schwimmkasten bestehende Dock kann Schiffe von 16000 t docken. Die Gesamtlänge beträgt 152 m, die größte Breite 40 m.

Notes on the calculation of size of rudder stocks. Von Clary. (Marine Eng. Okt. 05 S. 406/10*) An Hand der üblichen Verfahren zur Berechnung von Ruderschäften werden Formeln abgeleitet, die sich auf praktische Erfahrungen stützen.

Launching of two battleships. (Marine Eng. Okt. 05 S. 429/31*) Kurze Angaben über die Abmessungen der nordamerikanischen Linienschiffe »Kansas« und »Vermont«.

U. S. coast and geodetic survey steamer »Fathomer« for Philippine service. Von Putnam. (Eng. News 28. Sept. 05 S. 317*) Das Schiff ist über alles 48 m lang, 7,6 m breit und hat bei 3 m Tiefgang 370 t Wasserverdrängung. Längsschnitt und Oberdeckplan.

An interesting pleasure and racing launch. Von Ramakers. (Marine Eng. Okt. 05 S. 419/20*) 7,6 m langes und 1,5 m breites Boot mit 20 pferdigem Petroleummotor.

Motor boats. IV. Von Durand. Forts. (Marine Eng. Okt. 05 S. 415/17*) S. Zeitschriftenschau v. 28. Sept. 05. Forts. folgt.

Geyers reversible propeller. (Engng. 6. Okt. 05 S. 457*) Die Schraubenflügel sind mit einer Stiftschraube auf einer ebenen Ausfräsung der hohlen Welle drehbar befestigt. Durch die Welle läuft eine Stellstange, die mit einem Stift durch einen axialen Schlitz in der Welle in eine radiale Nut des segmentförmigen Flügelfußes eingreift.

A new type of marine fire-tube boiler. (Engineer 6. Okt. 05 S. 335/36*) Der von Scialpi erfundene Kessel besteht aus einem unteren Teile, der die wasserumspülte Feuerbüchse enthält, vier darüber gelagerten Trommeln, durch die die Feuerrohre geführt sind, und einem zylindrischen oberen Teil, der mit den Wasserräumen der übrigen Teile durch Steigrohre verbunden ist. Bericht über Leistungsversuche mit dem Kessel.

Straßenbahnen.

An emergency track brake for street railways. Von Bodler. (Eng. News 28. Sept. 05 S. 327*) Die Schienenbremse ist hinter den Vorderachsen des Wagens angebracht und wird vom Führerstand aus durch einen Handhebel betätigt.

A new snow plow for electric railways. (Eng. News 28. Sept. 05 S. 336*) Der Schneepflug ist vorn und hinten unmittelbar auf den Drehgestellen eines hierfür besonders gebauten Wagens befestigt.

Werkstätten und Fabriken.

Nordamerikanische Eisenbahnwerkstätten. Von Reißner. Forts. (Dingler 7. Okt. 05 S. 628/32) Uebersicht über die Anzahl und die Leistungsfähigkeit der Werkstätten. Forts. folgt.

Electrical equipment of the B. F. Sturtevant Company Works. Von Knowlton. (El. World 30. Sept. 05 S. 576/80*) Lageplan und Verteilung der Werkstätten. Kraftwerk. Kabelführung. Motorantriebe für Werkzeugmaschinen und Hebezeuge. Elektrische Einrichtung der Prüfabteilung. Dynamomaschinenbau.

Rundschau.

Die Frage **der gußeisernen Eisenbahnräder** wird jetzt in Amerika lebhaft erörtert, nachdem sich seit Beschaffung der sehr schweren Güterwagen (bis 50 t Ladefähigkeit) wiederholt Schäden an den Rädern gezeigt haben. Die Fabrikanten der Stahlräder versuchen, das gußeiserne Rad als den Ansprüchen nicht mehr gewachsen hinzustellen, während die Vertreter des Gußrades die vorgekommenen Schäden auf andre Ursachen zurückführen. Die Angelegenheit hat auch für deutsche Verhältnisse bei den Kleinbahnen Bedeutung, da hier Hartgußräder vielfach mit Erfolg Verwendung finden.

Die Zeitschrift Railroad Gazette hat wiederholt Aufsätze von dem bekannten Ingenieur Griffin (19. Mai 1905) und von andern namhaften Fachleuten (5. Mai und 14. Juli 1905) gebracht, die sich mit Verbesserungen in der Herstellung des Gußeisenrades auch für größere Lasten und höhere Geschwindigkeiten befassen. Schon jetzt ist ersichtlich, daß die Frage

in letzter Instanz eine wirtschaftliche sein wird, weil die stärkere Beanspruchung durch andre Form und größere Abmessungen wettgemacht werden soll und alsdann — weil ja hierdurch die Frage der Betriebsicherheit teilweise ausscheidet — nur die Kosten infolge der mehr oder minder großen Abnutzung der Räder im Betrieb ausschlaggebend sein werden. Allerdings haben die Eisengießereien den Bahnverwaltungen schon jetzt den Vorschlag gemacht, die Haftpflicht auf die Räder herabzusetzen, da es unmöglich sei, für den Preis, welchen jene zu zahlen willens seien, ein Rad zu liefern, das Gewähr böte für die Zeit und gegen die Schäden, die in den jetzigen allgemein üblichen Bedingungen gekennzeichnet sind. Es kommt durch diesen Widerstreit der Interessen zu einer wirtschaftlich sehr unerwünschten Erscheinung: »Griffin als Vertreter der Eisenräder-Gießereien gibt zu, daß deren Hauptstreben darauf gerichtet sei, die Räder so billig wie möglich und den Prüfungsvorschriften eben entsprechend herzustellen, ohne Rücksicht auf Haltbarkeit (gegen Abnutzung); die Bahnen hingegen, in dem Bestreben, Geld für Erneuerungen zu sparen, versuchen möglichst viele schadhafte Räder auf die Fabrikanten abzuwälzen. Beide Parteien bemühen sich also, in diesen einander widersprechenden Absichten Pfennige zu sparen, wo sie durch Zusammenarbeiten Dollars ersparen könnten.«

Die Fabriken von Stahlrädern weisen vor allem auf die Ueberlegenheit der letztern bei den schweren Wagen hin, da sie der hier häufig auftretenden Erhitzung beim Bremsen und dem Anlaufen der Flansche in Krümmungen besser gewachsen sind als gußeiserne Räder. Es liegt nämlich in der Gepflogenheit des amerikanischen Eisenbahnbetriebes, hauptsächlich die schweren Wagen zu bremsen, und zwischen den Zeilen der Betriebsberichte ist zu lesen, daß sich die vielgerühmten Drehgestellwagen bei schlaffen Federn oder ungünstig liegenden und schlecht geölten Gleitplatten schief einstellen, oder sich nach Verlassen der Gleiskrümmungen nicht zurückstellen und daher scharf laufen. Einer solchen Beanspruchung ist natürlich auch das Stahlrad auf die Dauer nicht gewachsen, wie es auch im gewöhnlichen Betriebe dem Hartgußrad in bezug auf Abnutzung nicht überlegen ist. Der starken Beanspruchung der Flansche will man übrigens durch deren entsprechende Verstärkung beikommen, was wiederum eine Erweiterung der Rillen bei Herzstücken und Zwangschienen bedingt. Versuche haben schon bei sehr geringen Verstärkungen der Flansche erheblich vermehrten Widerstand gegen seitliche Beanspruchung gezeigt, und so steht zu erwarten, daß das billige Gußeisenrad im amerikanischen Eisenbahnwesen noch lange daseinsberechtigt bleiben und auch bei unsern Kleinbahnen keinem unberechtigten Mißtrauen begegnen wird. l.

Ueber **die großen Tunnel**, die New Yorker Eisenbahngesellschaften **unter** dem **North River**, dem breiteren Arm des Hudson-Flusses, ausführen lassen, haben wir bereits früher berichtet[1]). Wie Scientific American[2]) mitteilt, sind diese Arbeiten in verhältnismäßig kurzer Frist so kräftig gefördert worden, daß man ihrer Vollendung in 2 bis 3 Jahren entgegensieht. Der eigentliche Zweck der Tunnel ist, eine bequeme Eisenbahnverbindung zwischen den großen Bahnhöfen am Hudson-Fluß und dem Innern der auf der Manhattan-Insel gelegenen Geschäftsgegend New Yorks zu schaffen, insbesondre das unbequeme und zeitraubende Umsteigen der ankommenden Reisenden von der Eisenbahn auf die Fähre zu vermeiden. Zu dem Zweck war zunächst auf dem Festland von New Jersey ein zweigleisiger, aus zwei getrennten Röhren bestehender Tunnel zu schaffen, der die Bahnhöfe der Delaware, Lackawanna and Western Railroad, der Erie Railroad, der Pennsylvania Railroad und der Central Railroad of New Jersey miteinander verbindet; s. die Figur. Jede der beiden Röhren dieses Tunnels erhält 4,5 m lichten Durchmesser. Der Tunnel beginnt an seinem nördlichen Ende etwa 4,5 m unterhalb der Straßenoberfläche, fällt sodann, wobei die Gleise beim Bahnhof der Erie-Bahn 9 m und beim Bahnhof der Pennsylvania-Bahn sogar 21 m unter der Straßenfläche liegen, und steigt wiederum bis zum Bahnhof der Central Railroad of New Jersey auf 4,5 m Höhe unter Straßenfläche. In der Nähe der 15ten Straße in Jersey City kreuzt er einen vom Innern dieser Stadt ausgehenden, unter dem Hudson-Fluß nach Manhattan Island hinüber führenden Doppeltunnel, der auf Manhattan mit zwei Abzweigungen an die bereits bestehenden Tunnel der New York Rapid Transit Railroad[1]) und der Pennsylvania Railroad anschließt. Die mittiere Gleistiefe der Tunnel auf der Manhattan-Insel wird etwa 10 m betragen. Durch diese Tunnel wird ein wichtiger Anschluß sämtlicher Eisenbahnen auf Long Island an die Pennsylvania Railroad geschaffen. Die zuletzt besprochenen Tunnel sowie der Teil des Festlandtunnels, der zwischen den Bahnhöfen der Delaware, Lackawanna and Western- und der Erie-Eisenbahn liegt, werden von der New York and Jersey Railroad Company ausgeführt. Gegenwärtig sind die beiden Röhren unter dem Hudson nahezu vollkommen fertiggestellt. Das verbleibende südliche Stück des Festlandtunnels sowie ein zweiter Doppeltunnel zwischen dem Bahnhof der Pennsylvania Railroad und Manhattan werden von einer andern Gesellschaft, der Hudson and Manhattan Railroad Company, gebaut. Diese Arbeiten sind allerdings noch nicht soweit fortgeschritten; die Tunnel unter dem Fluß sollen erst demnächst in Angriff genommen werden. Mit der Vollendung dieser Tunnelanlage werden die Verkehrsverhältnisse von New York um ein gewaltiges Stück vorwärtsgebracht. Der Betrieb in den Tunneln soll natürlich elektrisch sein, mit feuerfesten Wagen neuester Bauart. Die Fahrgeschwindigkeit, die auf dem Festland etwa derjenigen der Rapid Transit Railroad angepaßt wird, soll in den Tunneln unter dem Hudson wesentlich gesteigert werden, um den Uebergang zwischen New Jersey und Manhattan auf wenige Minuten zu beschränken.

Die günstigen Erfahrungen, die bisher auf der Rapid Transit Railroad gemacht worden sind, haben eine Reihe von weiteren Plänen für unterirdische Bahnverbindungen innerhalb New Yorks entstehen lassen, auf die jedoch hier nicht näher eingegangen werden soll. Bemerkt sei nur, daß die Rapid Transit Commission und das Board of Estimate and Aportionment bereits 19 solcher Pläne gutgeheißen haben.

Wir haben bereits früher über die Versuche berichtet, **Unterwassersignale** zwischen Feuerschiffen und dergl. und in Fahrt befindlichen Schiffen auszutauschen[2]). Inzwischen sind eine große Anzahl Dampfer der großen Schiffahrtsgesellschaften und mehrere Feuerschiffe an der deutschen, englischen und nordamerikanischen Küste mit Vorrichtungen zum Empfangen und Abgeben der Signale ausgerüstet worden. Fernere Versuche, die von der Corporation of Trinity House mit dem

[1]) Z. 1903 S. 1756.
[2]) vom 12. August 1905.

[1]) s. Z. 1905 S. 341.
[2]) Vergl. Z. 1904 S. 1899.

Dampfer »Irene« und dem an der englischen Südwest-Küste gelegenen Goodwin Sands-Feuerschiff gemacht worden sind, haben auch weitere Kreise von der Brauchbarkeit des Verfahrens überzeugt[1]).

Die beiden auf Steuerbord- und Backbordseite des Schiffes ungefähr 1,5 m unter der Wasserlinie und rd. 6 m vom Vordersteven entfernt angebrachten Aufnehmer bestehen aus Behältern, Fig. 1, die an der Beplattung der Schiffskörper von der Innenseite aus befestigt sind; die Behälter sind mit gesättigter Salzlösung gefüllt, die verhindern soll, daß die Geräusche des Schiffskörpers auf die in den Behältern aufgehängten Mikrophone übertragen werden, die natürlich auf die mit besonders hohen Tönen gegebenen Signale abgestimmt sind. Die Mikrophonleitungen führen zu einem im Kartenhaus des Schiffes befindlichen Telephon mit zwei Hörern und Kontrolllampen, das für jede Schiffseite besonders eingeschaltet werden kann. Je nachdem der Ton von der einen oder andern Seite des Schiffes deutlicher zu hören ist, läßt sich die Richtung des gegebenen Signales bestimmen; liegt die Signalstelle genau in der Fahrrichtung des Schiffes, so werden die Töne in beiden Aufnehmern gleich laut sein.

Fig. 1.

Fig. 2.

Der etwa 6 bis 7 m unter die Wasseroberfläche versenkte Signalgeber ist in Fig. 2 abgebildet. Die Glocke besteht aus Bronze und enthält einen Klöppel, der mittels Druckluft betätigt wird. Mit der Druckluftleitung ist ein Uhrwerk verbunden, durch das die Anzahl der zu gebenden Schläge eingestellt werden kann. Bisher hat man meistens so verfahren, daß sich diese Anzahl nach der Nummer des Feuerschiffes richtet. Die Schläge folgen einander in Pausen von 2 sk, während die Zwischenzeit zwischen zwei Gruppen von Schlägen 22 sk beträgt. Bei den Versuchen am Goodwin Sands-Feuerschiff war der Schall auf ungefähr 19 km Entfernung am Mikrophon der »Irene« noch bemerkbar. Die Hörbarkeit ist, wie andre Versuche gezeigt haben, von der Größe des die Aufnehmer tragenden Schiffes und von der Tiefe abhängig, in der die Aufnehmer angebracht sind. Bei Schiffen mit besonders scharfen Linien, deren Fahrt auf die Signalstelle gerichtet ist, vernimmt man den Schall weniger weit.

Die Bedeutung der Unterwassersignale liegt auf der Hand, insbesondre wenn, wie es den Anschein hat, die Einrichtung auch in den Kriegsmarinen Anwendung finden sollte. Vor allem eröffnen sich auch für die ausgedehntere Anwendung von Unterseebooten neue Aussichten.

Die Zeitschrift American Machinist berichtet über ein eigenartiges **Gerät zum Einziehen von Feuerröhren in Lokomotivkessel**, mit dem sehr gute Erfahrungen gemacht worden sein sollen. Das Werkzeug, das in Fig. 3 und 4 in Arbeitstellung abgebildet ist, wird so in das Rohrende eingesetzt, daß sein ausgehöhlter Flansch auf den Rohrrand drückt, während ein abgerundeter Kopf gegen die innere Rohrwand anliegt. Zur Betätigung dient ein gewöhnlicher Drucklufthammer. Sobald der Hammer zu schlagen beginnt, wird er mittels seines Handgriffes langsam im Kreise gedreht, derart,

Fig. 3 und 4.

daß die Wirkung des Umbörtelns und des gleichzeitigen Aufweitens auf dem ganzen Rohrumfang erzielt wird. Erfahrungsgemäß genügt es, das Werkzeug etwa dreimal herumzuführen. Die Zeit zum Einziehen der Rohre mit diesem Werkzeug ist bemerkenswert gering; in einem Falle sollen 144 Rohre in 55 Minuten eingezogen worden sein. Durch den Druck des Hammers auf den noch nicht umgebördelten Rohrrand wird das Bestreben hervorgerufen, das Rohr gegen den Rohrboden zu verschieben. Es empfiehlt sich daher, das Rohr zunächst durch Eintreiben eines kegeligen Pfropfens etwas aufzuweiten und dadurch vorläufig festzuklemmen.

Die Elektrotechnische und polytechnische Rundschau Nr. 1 1905/06 berichtet über die **elektrisch betriebene Klappbrücke** am Schwanentor **in Duisburg**. Es handelt sich um eine Doppelbrücke, also 2 Klappenpaare neben einander, deren jedes von einem besondern Windwerk in je 20 sk gehoben und gesenkt wird. Unter gewöhnlichen Umständen soll einer der beiden vorhandenen Elektromotoren (Hauptstrommotoren) zwei Klappen bewegen, wozu bei einer Umlaufzahl des Motors von 840 etwa 3 PS erforderlich sind; bei starkem Winddruck werden beide Motoren auf ein Klappenpaar geschaltet, während unter noch ungünstigeren Verhältnissen beide Motoren nur eine Klappe zu bewegen haben. Die Umlaufzahl der Motoren sinkt bei den größten vorkommenden Widerständen auf 450 bei einer Leistung von 12 PS eines Motors.

---

25 elektrische Lokomotiven mit Einphasenstrommotoren hat die **New York, New Haven and Hartford Railroad Co.** bei der Westinghouse Co. bestellt, um auf einzelnen Strecken ihrer Linien elektrischen Vorort- und Schnellzugverkehr einzuführen. Die Lokomotiven wiegen rd. 78 t und sollen im Vorortverkehr bei durchschnittlich 3,5 km Haltestellenabstand einen Zug von 200 t Gewicht mit 42 km/st mittlerer Reisegeschwindigkeit antreiben, wobei die höchste Geschwindigkeit 72,5 km/st beträgt. Im Schnellzugverkehr sollen die Lokomotiven einen Zug von 250 t mit 100 bis 110 km/st Geschwindigkeit befördern. Die Motoren können auch mit Gleichstrom betrieben werden, um die Züge über die mit dieser Stromart gespeiste Strecke Woodlawn-Grand Central Depot der New York Central-Eisenbahn laufen zu lassen. Vorläufig sollen die Lokomotiven überhaupt nur auf dieser Strecke verkehren, und der Einphasenstrombetrieb auf den weiteren Strecken soll erst später eingeführt werden. Jede Lokomotive ist mit vier Motoren für unmittelbaren Achsenantrieb ausgerüstet, von denen je zwei ständig in Reihe geschaltet sind. Bei Gleichstrombetrieb leisten die Motoren je 400 PS und arbeiten in Reihenparallelschaltung. Bei Einphasenstrombetrieb werden sie durch Regelung der zugeführten Spannung mit Transformatoren gesteuert. (Electrical World and Engineer 30. September 1905)

Der von William Denny & Brothers in Dumbarton für die United Steam Ship Co. von Neu-Seeland gebaute **Turbinendampfer »Moheno«**, über dessen Stapellauf wir kürzlich berichtet haben[1]), hat seine Probefahrten mit bestem Erfolg ab-

[1]) The Engineer 1. Sept. 1905 S. 220.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1137.

gelegt. Die höchste Geschwindigkeit betrug hierbei 17,5 Knoten. Das Schiff hat drei Vorwärtsturbinen, die auf drei Wellen arbeiten und zwei Rückwärtsturbinen, die auf den beiden äußeren Wellen sitzen. Jede Welle trägt nur eine Schraube. Der Dampf wird in vier Zylinderkesseln mit 10,5 at erzeugt.

Der von der russischen Regierung vor etwa einem halben Jahr in England bestellte **Panzerkreuzer** soll den Namen »Rurik« erhalten und in ungefähr 18 Monaten fertiggestellt sein. Der Kreuzer stellt eine verbesserte Bauart der »Terrible« und »Powerful«-Klasse der englischen Marine dar. Die Panzerung soll besonders stark sein und die Aufstellung der Geschütze und ihr Kaliber den stärksten Linienschiffen entsprechen. Die Wasserverdrängung beträgt 15000 t, die verlangte Geschwindigkeit 24 Knoten. (Marine-Rundschau Oktober 1905)

Die Staatswerft in Cherbourg hat den Auftrag zum Bau zweier **Unterseeboote** erhalten, die 51,12 m lang und 4,97 m breit werden und 12 Knoten laufen sollen. Die Wasserverdrängung jedes Bootes beträgt 398 t. Zum Antrieb dienen zwei Verbrennungsmaschinen, die zusammen 700 PS leisten. Die Boote sollen mit je 7 Torpedolanzierrohren bewaffnet werden und eine Besatzung von 2 Offizieren und 22 Mann erhalten. (Marine-Rundschau Oktober 1905)

Der Vollzugsausschuß (Comitato Esecutivo) der für das Jahr 1906 geplanten Ausstellung in Mailand hat einen **Preis** von 5000 Lire **für eine Eisenbahnwagen-Kupplung** ausgesetzt. Die wesentlichsten Bedingungen, denen die Kupplung genügen soll, sind folgende:

1) Sie muß gestatten, das gegenwärtig im Betrieb befindliche rollende Gut weiter zu verwenden, und ein Mann muß imstande sein, die Kupplung zu bedienen.

2) Die Kupplung soll selbsttätig sein, so daß die Wagen miteinander verbunden werden, wenn man sie auch nur langsam gegeneinander stößt. Sie muß sich von einem Mann, der sich außerhalb der Puffer befindet, lösen lassen.

3) Jede Gefahr, daß die Kupplung sich löst, wenn die Fahrzeuge zusammengedrückt werden, muß ausgeschlossen sein.

4) Die dem Verschleiß unterworfenen Teile sollen leicht ersetzbar sein, und man muß leicht erkennen können, wenn die Abnutzung einen bedenklichen Grad erreicht hat.

Die Bewerbungen müssen bis zum 31. Dezember d. J. angemeldet sein.

Patentbericht.

Kl. 13. Nr. 159880. Wasserröhrenkessel. W. C. Kendall, Jersey (V. St. A.). Der Heizraum unter dem in der Mitte liegenden Abzugkanal *a* ist durch eine Wand *b* der Länge nach geteilt. Die Gase ziehen vom Rost (rechts von *b*) rings um den Abzugkanal und gelangen durch den senkrechten Kanal *c* nach *a*.

Kl. 13. Nr. 160941. Schnelldampferzeuger. V. Taboulevitsch, St. Petersburg. Bei Schnelldampferzeugern, wo das zu verdampfende Wasser gegen erhitzte Wandungen gespritzt wird, werden dem Wasserstrahl 1/2 bis 2 vH Oel beigemischt. Dadurch sollen die Wassertropfen mit einer feinen Oelhaut überzogen werden, die die Bildung der wärmeisolierenden Dampfschicht um die Wasserteilchen sowie zwischen ihnen und der erhitzten Gefäßwandung verhindern soll.

Kl. 24. Nr. 160758. Funkenfänger. K. Kettmann, Berlin. Unterhalb eines ebenen Drahtnetzes *a* sind krückenartig gebogene Drahtnetze *b* so aufgehängt, daß die Funken schräg dagegen treffen. Die Netze *b* sind jalousieartig beweglich und pendeln bei der Fahrt der Lokomotive, wodurch die Siebflächen rein gehalten werden.

Kl. 24. Nr. 160971. Beschleunigung der Verbrennung von Gasluftgemischen. Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz. Dem Gasstrom wird eine zur Verbrennung nicht genügende Luftmenge und dem Luftstrom eine zur Brennbarkeit nicht genügende Gasmenge zugeführt. Beide Mischströme gelangen getrennt in den Verbrennungsraum. Dargestellt ist ein Ausführungsbeispiel, bei dem die Verbrennungsgase eines hochgespannten Gemisches zum Betrieb einer Gasturbine *t* dienen. Durch *d* strömt Gas, durch *c* Luft; durch *g* erhält *d* die Luft-, durch *f* erhält *c* die Gasbeimischung. *a* ist die Verbrennungskammer des Gasluftgemisches. Anwendbar ist das Verfahren auch für Schmelz- und Lötzwecke sowie zur Beheizung von Dampfkesseln.

Kl. 13. Nr. 159234. Ueberhitzer. W. Platz, Weinheim a. d. B. Die Röhren *a* des in der Rauchkammer liegenden Ueberhitzers sind in derartigen Abständen angeordnet, daß sie in der voll gezeichneten Stellung die Mündungen der Heizröhren *b* freilassen. Der Ueberhitzer kann so verschoben werden, daß die Röhren *a* mitten vor die Heizröhren *b* kommen (punktierte Stellung).

Kl. 13. Nr. 159049. Wasserröhrenkessel. M. Gratz und J. Gabos, Budapest. Die Wasserröhren *a* liegen quer zur Längsachse des Kessels. Die Wasserkammern *b*, *b* begrenzen den Heizraum seitlich und überwölben ihn mit dem Dampfraum *c*.

Kl. 13. Nr. 159306. Dampfüberhitzer. Prinz K. zu Löwenstein, Schloß Langenzell, Heidelberg. Zwischen Kessel *a* und Ueberhitzer *c* ist ein Wechselgefäß *b* angeordnet, das durch Drehung nach Art eines Mehrwegehahnes abwechselnd mit dem Kessel, dem Ueberhitzer und dem Motor so verbunden wird, daß eine bestimmte Menge Kesseldampf durch Pumpe *d* oder dergl. in das mehrkammerige Wechselgefäß geführt, von einer zweiten Pumpe *e* in den Ueberhitzer gedrückt und gleichzeitig durch eine entsprechende Menge überhitzten Dampfes ersetzt wird, die darauf zum Motor strömt. Der etwaige Ueberschuß an überhitztem Dampf strömt in den Kessel zurück, wobei gleichzeitig der betreffende Raum des Wechselgefäßes mit gesättigtem Dampf gefüllt wird.

Kl. 13. Nr. 159198. Speisewasservorwärmer. R. Wadham, Stockholm. Die Wasserröhren *a* sind mit Wärmeaustauschrippen *b*, *b* versehen, die derart in der Strömrichtung der Heizgase liegen, daß Wirbel möglichst vermieden werden.

Kl. 14. Nr. 162456. Dampfturbine. P. Schaeben, Köln a/Rh. Um bei den gegenläufigen Rädern *bdo* und *fep* das Zusammenbauen und Auseinandernehmen zu erleichtern und die Widerstandsfähigkeit gegen die Fliehkräfte zu erhöhen, sind die Schaufeln *c* des inneren Radsatzes außen auf der Trommel *b* angebracht, während die Schaufeln *g* des äußeren Radsatzes innen an zwei- oder mehrfach geteilten Ringen *h* befestigt sind, die durch ungeteilte Zwischenringe h_1 dampfdicht miteinander und mit den Scheiben *f* verbunden werden.

Kl. 13. Nr. 161609. Röhrenüberhitzer. A. Slucki, Warschau. Der Dampf tritt aus dem unteren Teil des durch eine wagerechte Scheidewand *b* geteilten Domes durch Rohr *a* in den Ueberhitzer *c, f* und gelangt durch *g* in den oberen Teil des Domes. Die Beheizung des Ueberhitzers erfolgt durch Heizröhren *d*, welche von den Feuerröhren *r* des Kessels unter enger gegenseitiger Berührung durchzogen werden.

Kl. 24. Nr. 161175. Dampfkessel. E. Eberhardt, Stettin. Der Rauchverbrennungsraum ist als Rohr *a* zwischen der doppelwandigen Rauchkammer *b* und den Heizröhren *o* angeordnet. Im Betriebe saugen die Feuergase Luft in die doppelwandige Rauchkammer *b*. Diese stark vorgewärmte Luft strömt durch die von den Feuergasen umspülte glühende Düse zur vollständigen Rauchverbrennung in das Rohr *a*.

Kl. 35. Nr. 162470. Federnde Aufsetzvorrichtung. J. Kuffel, Hildburghausen. Die den Stoß beim Aufsetzen der Förderschale mildernden Federn *a* werden durch Gesperre *bc* am Zurückschnellen verhindert; beim Auslösen der Sperrklinken *b* durch Drehung um senkrechte Achsen *e* aber werden gleichzeitig Bremsklötze *g* an die Zahnstangen *c* gedrückt, die das ruckende Emporschnellen der Förderschale verhüten.

Kl. 14. Nr. 162489. Befestigung von Turbinenschaufeln. V. Gelpke, Zürich, und P. Kugel, Düsseldorf. Die Eintrittschaufeln *a* und Austrittschaufeln *b* für mehrstufige Radialturbinen mit U-förmig gekrümmten Kanälen haben (im Querschnitt kreuzschraffierte) Ansätze *cc, dd*, mit denen sie in die von Zwischenstücken *ee . . ., ff . . .* gelassenen Lücken in den Ringnuten der Kranzringe *g, h* eingreifen, und die so gestaltet sind, daß sie das Drehen der Schaufeln um die Ansätze verhindern. In einer Abänderung sind die Ansätze als kurze, runde Zapfen ausgeführt, deren Achsen aber nicht in einer und derselben Geraden liegen.

Kl. 20. Nr. 162285. Lagerung des Wagenkastens auf Pendelstützen. Bergische Stahlindustrie, Remscheid. Das Drehgestell *o* ist mit dem Wagenstell *p* durch den Zapfen *q* drehbar verbunden, der in der Längsmittellinie des Wagens innerhalb der Radachsen gelagert ist. Außerhalb der Radachsen stützt sich das Wagengestell auf das Drehgestell durch die Schaukelstützen *s*, welche so zwischen Druckflächen *v* und *w* gelagert sind, daß sie um Achsen schwingen, die radial zur Drehmittellinie der Drehgestelle laufen. Beim Befahren von Krümmungen wird das Wagengestell dabei gehoben, und sein Gewicht sucht beim Zurückfahren in die gerade Linie die Stützen in die Anfangstellung zurückzuführen. Die Größe der hierbei wirkenden Hebelarme ist von der Form der Schaukelflächen abhängig.

Kl. 36. Nr. 161883. Kessel für Warmwasserheizung. H. Cordes, Köln. Um ungleiche Wärmeausdehnung des Gußkörpers zu vermeiden, wird der von den Heizgasen bestrichene Teil des Kessels vom Füllschacht getrennt hergestellt, und der Kessel ist an der Seite des Füllschachtes mit einem breiten durchgehenden senkrechten Schlitz *f* versehen, in den der besonders hergestellte Füllschacht *e* eingeschoben wird.

Kl. 46. Nr. 162255. Viertaktmaschinensteuerung. A. Burzlaff und B. Würdig, Stettin. Zwischen dem Verdichtungsraume *r* des Arbeitzylinders *a* und dem Gehäuse *b*, das eine Einlaßkammer b_1, eine Auspuffkammer b_3 und eine Kühlkammer b_2 enthält, sind zwei Drehschieber *c, d* angeordnet, von denen der durch den Handgriff *h* einstellbare Schieber *d* den Durchgangsquerschnitt des Einlasses und somit den Füllungsgrad bestimmt, während der ständig umlaufende *c* den Einlaß und Auspuff steuert. Das auf dem Halse *s* gelagerte, halb so schnell wie die Hauptwelle *l* umlaufende Rad *n* enthält die Gleitstücke *i* des Reglers, und diese nehmen durch Ansätze i_1 den Halbring o_1 der Hülse *o* und die Welle *u* des Drehschiebers *c* mit; bei zu großer Geschwindigkeit aber dreht die an einem Kurbelarme von *o* angreifende Feder *s* den Schieber *c* in eine solche Lage, daß der Einlaß $p_1 b_1$ geschlossen, der Auspuff $b_3 v$ offen bleibt. Stellt man den Wechselhahn *x* um, öffnet v_1 und schließt *v*, so dient $p\, b_3$ als Einlaß, $b_1 v_1$ als Auspuff, und die Maschine ist umgesteuert.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, sind das **26.** und **27.** Heft erschienen; sie enthalten:

E. Roser: Die Prüfung der Indikatorfedern.
H. F. Wiebe und **R. Schwirkus:** Beiträge zur Prüfung von Indikatorfedern.
A. Staus: Einfluß der Wärme auf die Indikatorfeder.
R. Schwirkus: Ueber die Prüfung von Indikatorfedern.
R. Schwirkus: Auf Zug beanspruchte Indikatorfedern.

Der Preis dieser beiden in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 2 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können die beiden Hefte zusammen für 1 *M* beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** ist, soweit der Vorrat reicht, für diejenigen Mitglieder, die es noch nicht bestellt haben, im Postinlande für 2 *M*, im Postauslande für 2,50 *M* portofrei zu beziehen.

(Nachträge zu S. 187)

Vorstände der Bezirksvereine.

Chemnitzer B.-V.

An Stelle des Hrn. Joh. Biernatzki ist Hr. **Otto Schmidt**, Ingenieur, Niederwiesa bei Chemnitz, zum Kassierer gewählt.

Mittelthüringer B.-V.

An Stelle des Hrn. V. Kanigs ist Hr. **Joh. Bürger**, Ingenieur, Erfurt, Schmidtstädter Ufer 6, zum Kassierer gewählt.

Ostpreußischer B.-V.

An Stelle des Hrn. Herbig ist Hr. Reg.-Baumeister **Le Blanc**, Königsberg i/Pr., Jägerhofstr. 11, zum 1. Schriftführer gewählt.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 43. **Sonnabend, den 28. Oktober 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Der Gasmotor im Dienste der Schiffahrt.

Von **C. Stein.**

(Vorgetragen im Kölner Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

Sobald sich die Gasmaschine ein größeres Gebiet als ortfeste Maschine erobert und den Beweis der Betriebsicherheit erbracht hatte, zeigten sich auch die Bestrebungen, sie zum Betrieb von Fahrzeugen aller Art zu verwenden. Ihr sparsames Arbeiten, die einfache Bedienung, die Leichtigkeit der Inbetriebsetzung gewannen ihr rasch auch Freunde auf dem Wasser, und zwar war es auch hier der Sport, der ihr die erste Einführung erleichterte.

Eine Hauptschwierigkeit mußte jedoch überwunden werden, bevor sich die Gasmaschine auf dem Wasser einbürgern konnte, nämlich die Abhängigkeit von der Gasfabrik. Wohl wurde in einigen Fällen versucht, Schiffsmaschinen mit Gas zu betreiben, das unter Druck in Kesseln mitgeführt wurde; allein diese Kessel beanspruchten einen so großen Raum und verminderten durch ihr bedeutendes Gewicht die Ladefähigkeit des Fahrzeuges so sehr, daß nur vereinzelte Ausführungen bekannt geworden sind.

Zwischen le Havre, Rouen und Paris verkehrte im Jahre 1895 ein Lastboot »L'Idée« mit einem 40 pferdigen Motor, Bauart Delamare-Deboutteville & Malandin, Fig. 1, das gepreßtes Leuchtgas von 100 at in 80 Behältern von 234 mm Weite und 5 m Länge mit einem Gasinhalt von je 22 cbm bei Atmosphärendruck, also insgesamt 1800 cbm Gas mitführte. Diese Behälter wogen allein 26 000 kg. Bei einem Gasverbrauch von 450 ltr/PS-st reichte der Gasvorrat für 100 Betriebstunden, also bei 10 km Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges für einen Aktionsradius von 1000 km aus. Hätte man an Stelle des toten Gewichtes von 26 t ein Petroleumtank mit 24 000 kg Inhalt angeordnet, so hätte man Brennstoff für $\frac{24000}{40 \cdot 0{,}5} = 1200$ st, also für die 12 fache Zeit, an Bord gehabt.

Sobald der Betrieb der Gasmaschine mit flüssigen Brennstoffen möglich wurde, verschwanden denn auch solche verfehlte Konstruktionen rasch; denn die große Verteuerung des gasförmigen Brennstoffes durch die Arbeit des Zusammenpressens sowie die Unbequemlichkeit, mit der Einnahme des Brennstoffes an eine Kompressorstation gebunden zu sein, sprachen zu sehr zugunsten des flüssigen, heizkräftigeren Brennstoffes.

Kaum waren daher zuverlässig arbeitende Benzin- und Petroleummotoren geschaffen, als auch die Ausbreitung der Gasmaschine im weiteren Sinn im Dienste der Schiffahrt schnelle Fortschritte machte.

Dem Konstrukteur wurden durch dieses der Verbrennungskraftmaschine neu erschlossene Verwendungsgebiet bemerkenswerte Aufgaben gestellt. Die Maschinen mußten den verschiedenen Schiffsformen und Ansprüchen gemäß umgebaut werden, und es mußten weiter der Eigenart der Gasmaschine entsprechende Uebertragungsmechanismen geschaffen werden, um die Kraft der sich nur in einer Richtung und mit gleichmäßiger Geschwindigkeit drehenden Maschine auf das Wasser zu übertragen. Stehende Anordnungen mit unten liegender Achse,

Fig. 1.
Motor des Lastbootes »L'Idée«.

bei denen das Bestreben vorherrschte, mit möglichst wenig Gewicht möglichst hohe Leistungen zu erzielen, waren für leichte Arbeits- und Sportboote am Platz; sie versagten jedoch, wenn sie ohne weiteres auf schwereren Fahrzeugen Anwendung fanden.

Die hohen Umlaufzahlen dieser leichten Maschinen hatten einen ungünstigen Nutzeffekt der Schraube, also eine schlechtere Wirtschaftlichkeit des Betriebes zur Folge. Die leichten Konstruktionen waren gegenüber der derben Behandlung durch die Schiffmannschaft nicht widerstandsfähig genug; es mußten somit für größere Fahrzeuge auch schwerere Maschinen mit geringerer Umlaufzahl gebaut werden. Der Einfach-

Fig. 2.
Massenausgleich durch Anordnung zweier Kolben in einem Zylinder.

heit halber empfahlen sich Einzylindermaschinen; um jedoch die Einzelstöße der Verbrennungshübe möglichst abzuschwächen, mußten mehrzylindrige Maschinen verwendet werden, da es in flachgehenden Schiffen mit plattem Boden schwierig war, größere Vertikalkräfte ohne starke Fundamente aufzunehmen. Es entstanden deshalb eine Reihe Konstruktionen, bei denen das Bestreben vorherrschte, einen möglichst guten Ausgleich der hin- und hergehenden Massen zu erreichen.

Bei einzelnen Bauarten wurde dies durch Anwendung zweier Kolben in einem Zylinder, deren Bewegung durch Schwinghebel und Kurbelstangen auf eine doppelt gekröpfte Achse übertragen wurde, angestrebt, vergl. Fig. 2; allein die Unzugänglichkeit der Hauptmechanismen und die große Anzahl der Drehzapfen brachten größere Uebelstände mit sich als die, welche man umgehen wollte; infolgedessen verschwanden solche konstruktiven Verirrungen bald wieder.

Recht gut bewährten sich bei flachen Fahrzeugen liegende Maschinen, deren Zylinderachse in der Längsrichtung des Schiffes liegt, wenn die Verbindung des Maschinenfundamentes mit den Längsverbänden des Schiffes leicht zu erreichen ist, oder nahezu völlig ausbalanzierte liegende Zwillingsmaschinen mit gegenläufigen Kolben bei quer zur Schiffsachse angeordneten Zylindern.

Diese verschiedenen Maschinen und Aufstellungsarten erfordern auch die verschiedenartigsten Mechanismen zur Uebertragung der Maschinenkraft auf das Wasser. In erster Linie muß berücksichtigt werden, daß die Gasmaschine nicht, wie die Schiffsdampfmaschine, mit einfachen Mitteln umsteuerbar ist. Es entstand daher eine ganze Reihe von Erfindungen, die bezweckten, die Drehrichtung der Schraubenwelle nach Belieben auf »vorwärts« oder »rückwärts« umzusteuern. Differentialräder, Wechselräder, Reibräder und Riemen- sowie Seiltriebe, Fig. 3 und 4, tauchten in großer Zahl auf, ermangelten aber alle der nötigen Betriebsicherheit oder Haltbarkeit, so daß heute für größere Kräfte eigentlich nur die umsteuerbare Schraube in einigen wenigen Konstruktionen das Feld beherrscht. Diese Schraube, auf deren Einzelkonstruktion ich später näher eingehen werde, hat drehbare Flügel, die sich durch ein eigenes Triebwerk vom Steuermannstand aus beliebig verstellen lassen. Natürlich haben diese Flügel nur in einer bestimmten Stellung die theoretisch richtige Form, doch ist es mit einiger Erfahrung leicht, gerade diejenige Flügelform und Steigung anzuwenden, die dem Hauptzweck des betreffenden Fahrzeuges entspricht.

Diese drehbaren Flügel, durch die dem Fahrzeug eine außerordentliche Manövrierfähigkeit gesichert wird, haben vor der Schraube mit festen Flügeln noch den großen Vorzug, daß beim Anfahren eines Schiffes, also bei der Beschleunigung seiner Masse vom Zustand der Ruhe aus, mit ganz geringer Steigung angefangen und die Steigung erst mit zunehmender Fortbewegung vergrößert werden kann, so daß weder zu befürchten ist, daß die Konstruktionsteile übermäßig beansprucht werden, noch daß sich die Schraube in dem Wasser frei schlägt, noch daß endlich das Schiff zu plötzlich anzieht und die Schlepptrossen infolge dessen abreißen. Soll das Boot von »Voll vorwärts« plötzlich auf »Voll rückwärts« umgesteuert werden, so verdreht der Steuermann die Flügel, wobei er in der »Stop«-Stellung die Maschine entlastet. Die bei entlasteter Maschine im Schwungrad aufgespeicherte Arbeit kommt der Aufhebung der lebendigen Kraft und der raschen Bewegungsänderung des Bootes zugute, um so mehr, als

Fig. 3 und 4.
Umsteuervorrichtungen für die Schiffswelle.

vorwärts rückwärts

vorwärts rückwärts

auch hierbei wieder die allmähliche Zunahme der Rückwärtssteigung das sichere Einfassen der Schraube in das umgebende Wasser und damit den Nutzeffekt der Schraube erhöht, während die Schraube mit festen Flügeln, wie man sich bei jedem Dampfboot überzeugen kann, in den ersten Sekunden nur Schaum schlägt und längere Zeit braucht, bis die eigentliche Wirkung auf das umgebende Wasser eintritt.

Daß man sich besonders in Marinekreisen solange gegen die Schraube mit drehbaren Flügeln gesträubt hat, ist wohl darauf zurückzuführen, daß größere Schrauben, also solche von über 100 PS, dem Konstrukteur schwierige, allerdings nicht unlösbare Aufgaben stellen, und daß in der ersten Zeit der Entwicklung die konstruktiven Einzelheiten nicht mit der richtigen Sorgfalt ausgebildet wurden. Aus einer rd. 16jährigen Erfahrung kann ich feststellen, daß eine ganze Anzahl Drehflügelschrauben nach den Patenten der Gasmotorenfabrik Deutz heute noch im Betriebe sind, und daß mir nur ganz vereinzelte Fälle vorgekommen sind, wo die Schraube zur Reparatur aus Anlaß von Fehlern, die allein auf Abnutzung zurückzuführen waren, in die Fabrik zurückgekommen ist. Meist waren es Flügelbrüche durch Aufschlagen auf Grund oder Eis, welche die Störungen herbeiführten Solche Anstände lassen sich aber bei Schrauben mit auswechselbaren Flügeln viel rascher und billiger beseitigen, als es bei festen Schrauben der Fall ist, wo, wenn ein Flügel bricht, die ganze Schraube ersetzt werden muß. Es ist mir kein einziger Fall bekannt, wo der innere Mechanismus der Schraubennabe infolge eines Flügelbruches beschädigt worden wäre.

Es liegt in der Natur der ganzen Entwicklung der Gasmaschine begründet, daß sich zuerst nur der Kleinmotor auf dem Wasser einbürgerte. Wenn man bedenkt, daß noch vor etwa 20 Jahren die 60-pferdige Gasmaschine nur in wenigen Ausführungen vorhanden war, so kann man ermessen, daß es einer jahrelangen Tätigkeit bedurfte, die verschiedenen Konstruktionen auszubilden und zu erproben.

Die erste Anwendung der Gasmaschine auf dem Wasser dürfte die Ausrüstung der Köln-Deutzer Schiffbrücke sein, die von der Gasmotorenfabrik Deutz in den Jahren 1882/83 mit einem Joch angefangen, in den folgenden Jahren auf vier Joche vervollständigt wurde. Hier diente bei den ersten 3 Maschinen noch Leuchtgas, das in einem Behälter unter der Brückenfahrbahn aufgespeichert wurde, als Betriebsmittel. Spätere Ausführungen in Mülheim a/Rhein, Maxau und Speyer, die in die Jahre 1895 bis 1899 fallen, erhielten schon Benzin- und Petroleummaschinen zum Betrieb der Winden. In allen diesen Fällen ließen sich die normalen Maschinen noch ohne Schwierigkeit verwenden.

Aus dem Anfang der 80er Jahre stammen die ersten Konstruktionen und Versuche, die Gas- und Benzinmaschine dem Schiffsbetrieb anzupassen. In kleinen Sport- und Vergnügungsbooten machte zuerst Daimler mit den Vorläufern der heutigen Automobilmaschine Versuche auf dem Wasser und erzielte damit überall da Erfolge, wo es in erster Linie darauf ankam, mit möglichst geringem Gewicht auszukommen, z. B. bei Rennbooten und leichten Barkassen. Die Gasmotorenfabrik Deutz machte die ersten Versuche auf dem Wasser vor nunmehr 17 Jahren. Sie erwarb sich ein kleines Dampfboot und ersetzte die Dampfmaschine und den Kessel durch eine Benzinmaschine, deren Abbildung Fig. 5 gibt.

Der leitende Gedanke beim Entwurf dieser ersten Bootmaschine der Gasmotorenfabrik Deutz war, die Schraubenwelle sowie die kreisende Masse des Schwungrades möglichst tief zu legen, um die Stabilität des Fahrzeuges möglichst groß zu halten. Die Zylinderachse wurde in die Längsrichtung des Fahrzeuges gelegt, um die Wirkungen der hin- und hergehenden Massen möglichst unschädlich zu machen. Das Boot erhielt eine Schraube mit festen Flügeln; die Umsteuerung wurde mittels eines Differentialrädergetriebes und zweier Reibkupplungen bewirkt. Die Maschine leistete etwa 6 PS bei 250 Uml./min der Kurbelwelle. Mit 305 Umläufen der Schraubenwelle erreichte das Boot mit dieser Maschine eine Geschwindigkeit von rd. 12 km/st. Es zeigte sich jedoch im Laufe der Zeit, daß die Maschine für das sehr leicht gebaute Boot viel zu schwer war; sie wurde deshalb später durch eine leichtere stehende Maschine ersetzt, zuerst in Verbindung mit einer Zahnradumsteuerung, später mit einer umsteuerbaren Schraube. Sowohl der Motor wie die Schraube sind in diesem Boot heute noch im Betrieb.

Auf Grund der mit diesem Boot und mit der umsteuerbaren Schraube gemachten Erfahrungen wurde eine ganze Reihe andrer Boote von ähnlichen Abmessungen gebaut, die teils in Deutschland, teils über See Verwendung gefunden und sich ausnahmslos gut bewährt haben. Die Maschinengrößen dieser ältesten Boote bewegen sich zwischen 3 und 12 PS.

Fig. 5.

Die erste Benzin-Bootmaschine der Gasmotorenfabrik Deutz.

Der erste Versuch, größere Fahrzeuge mit Motoren auszurüsten, ist von der Gasmotorenfabrik Deutz 1895 mit dem Ewer »Egge« in Hamburg gemacht, einem Fahrzeug von 40 t Ladefähigkeit, 17,5 m Länge, 3,5 m Breite und 1,5 m Tiefgang. In den Hinterteil des Schiffes wurde eine 12pferdige Zwillings-Petroleummaschine eingebaut, s. Fig. 6 bis 9, welche bei rd. 16 PS größter Leistung dem Fahrzeug eine Geschwindigkeit von 11 km/st erteilte. Die Kurbelachse der Maschine war mit der Schraubenwelle durch eine feste Kupplung verbunden. Die Schraube hatte umsteuerbare Flügel, die vom Steuermannstand aus durch eine leichte Transmissionswelle, Kegelräder und Spindel mit Mutter verstellbar waren. Der Maschinenraum beanspruchte rd. 10 vH des ganzen Laderaumes.

Die unerwartet große Geschwindigkeit des Fahrzeuges befriedigte anfangs den Besitzer sehr; es zeigte sich jedoch bald, daß bei diesem ersten größeren Boot ein Mißverhältnis zwischen Ladefähigkeit und Maschinenkraft bezw. Petroleumverbrauch herrschte. Legt man nämlich einen Petroleumverbrauch von 0,4 kg/PS-st und einen Petroleumpreis von 20 Pfg/kg zugrunde, so stellten sich die Kosten des Brennstoffs für 1 tkm-st auf

$$\frac{16 \cdot 0,4 \cdot 20}{11 \cdot 40} = 0,29 \text{ Pfg.}$$

Mit einer 4pferdigen Maschine von 6 PS größter Leistung würde zwar die Geschwindigkeit des Schiffes auf 8 km/st zurückgegangen sein, allein die Auslagen für die tkm-Stunde hätten dann nur betragen

$$\frac{6 \cdot 0,4 \cdot 20}{40 \cdot 8} = 0,15 \text{ Pfg.}$$

Da jedoch zu jener Zeit die Erfahrungszahlen zur Berechnung des Verhältnisses zwischen Motorstärke und Fahrgeschwindigkeit für derartige Fahrzeuge fehlten, so ließ sich eine einigermaßen sichere Berechnung der Betriebskosten noch nicht aufstellen, um so weniger, als sich die Schiffsbesitzer

Fig. 6 bis 9. Einbau der Maschine in den Ewer »Egge«.

nur schwer davon überzeugen lassen, daß sie sich, was die gewünschte Fahrgeschwindigkeit betrifft, eine weise Beschränkung auferlegen müssen, wenn sie nicht die ganze Wirtschaftlichkeit des Fahrzeuges in Frage stellen wollen. Es ist schwer, ihnen klar zu machen, daß die Auslagen für Petroleum ungefähr proportional der Leistung, die Fahrgeschwindigkeiten dagegen nur etwa mit der dritten Wurzel aus der Leistung des Motors wachsen. Die Kurven der Figur 10 zeigen das rasche Steigen der Auslagen für die tkm-Stunde bei wachsender Geschwindigkeit sehr deutlich.

Wenn dieser Versuch mit einem größeren Fahrzeug auch keinen wirtschaftlichen Erfolg zeitigte, so gab er doch wertvolle Erfahrungszahlen, die uns in den Stand setzten, im Jahre 1896 ein andres noch größeres Schiff, die »Petrolea«, mit einem Motor auszurüsten.

Fig. 10.

Kosten einer tkm-Stunde in Pfg.

Ewer „Egge"

„Petrolea"

Fahrgeschwindigkeit in km/st

Wie schon der Name andeutet, dient die »Petrolea« (aus Lingen) zum Transport von Petroleum. Es ist ein Tankschiff, faßt 210 t, ist 33 m lang, 5,78 m breit und hat 2,25 m Tiefgang. Das Schiff war als Segelschiff gebaut; es konnte infolgedessen nachträglich nur sehr wenig Raum für die Maschineneinrichtung, Fig. 11 und 12, abgegeben werden, und zwar nur etwa 3 vH vom ganzen Fassungsraum. Die Maschine wurde mit Rücksicht auf einen wirtschaftlichen Betrieb zu 20 PS bei 360 Uml./min angenommen. Im übrigen waren Anordnung und Umsteuerung der Drehflügelschraube genau dieselben wie beim Ewer »Egge«.

Die mit dieser Maschine erreichte Geschwindigkeit in ruhigem tiefem Wasser betrug 7 km/st. Unter den vorstehenden Voraussetzungen stellten sich die Brennstoffauslagen für 1 tkm-st auf

$$\frac{20 \cdot 0{,}4 \cdot 20}{210 \cdot 7} = 0{,}108 \text{ Pfg.}$$

Die Maschine sollte ursprünglich nur in Ausnahmefällen bei Windstille, zur Bewegung in Kanälen oder im Hafen benutzt werden; allein der intelligente Schiffsführer fand bald heraus, daß er die Maschine sehr vorteilhaft auch auf hoher See beim Kreuzen gegen Wind anstellen konnte. Diese Maschine ist schon seit 10 Jahren im vollem Betrieb, ohne daß an Motor und Drehflügelschraube wesentliche Havarien vorgekommen wären. Eine kräftige Flügelpumpe, die ebenfalls vom Motor angetrieben wird, dient dazu, das Petroleum durch Rohrleitungen in die am Ufer stehenden Tanks überzupumpen.

Etwa um die gleiche Zeit nahm die Gasmotorenfabrik Deutz den Bau eines Schleppbootes auf, das von der Gesellschaft für schwimmende Elevatoren in Nikolajew bestellt war. Das in Fig. 13 bis 15 abgebildete Boot »Sophia« von 16 m Länge, 2,9 m Breite und 1,4 m Tiefe ist mit einer stehenden Zwillingsmaschine von 20 PS_e ausgerüstet, hat bequeme Vorder- und Hinterkajüte und ist mit festem Deck seetüchtig gebaut. Der geräumige Maschinenraum beansprucht etwa 1/7 der Bootlänge. Die zweiflügelige Drehflügelschraube von 1000 mm Dmr. kann vom Steuer-

stand aus bedient werden, so daß ein Mann für Steuer und Maschine genügt. Versuche mit diesem Boot zeigten den Vorzug der Drehflügelschraube. Beim Schleppen konnte eine große Zugkraft durch Einstellen der Schraubenflügel auf geringe Steigung erzielt werden, und in freier Fahrt konnte man bei größerer Steigung der Flügel mit hoher Fahrgeschwindigkeit — von 15 km/st — fahren, was für dieses Boot von großem Wert war, da es auch benutzt wird, um Mannschaften zur Arbeitstätte zu bringen.

Fig. 11 und 12. Maschine der »Petrolea«.

Der Petroleumtank, welcher neben einem Süßwassertank zwischen Maschine und Vorderkajüte untergebracht ist, faßt etwas mehr als 1 cbm. Es lassen sich also etwa 820 kg Petroleum, entsprechend rd. 100 Maschinen-Betriebstunden, in diesem kleinen Raum unterbringen, was einem Aktionsradius von $100 \cdot 15 = 1500$ km für 1 cbm Bunkerraum entspricht. Vergleicht man hiermit ein Dampfboot von etwa gleichen Abmessungen, so würde für Maschine und Kessel etwa $^1/_3$ bis $^1/_2$ der Schiffslänge beansprucht. Die Dampfmaschine von 20 PS_e würde mindestens 2 kg Kohle für 1 PS_e-st brauchen; 1 cbm Bunkerraum faßt rd. 900 kg Kesselkohle, so daß dieser Raum für $\frac{900}{20 \cdot 2} = 22{,}5$ Betriebstunden ausreichen würde oder unter Voraussetzung der gleichen Fahrgeschwindigkeit einem Aktionsradius von rd. 250 km entspräche. Die Fahrgeschwindigkeit wird aber infolge des wesentlich größeren Tiefganges wegen des vermehrten Maschinen- und Kesselgewichtes geringer, der Aktionsradius also ebenfalls kleiner zu nehmen sein. Jedenfalls ist der Aktionsradius eines Petroleummotorbootes reichlich sechsmal so groß wie der eines gleich großen Dampfbootes. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß zur Unterbringung eines flüssigen Brennstoffes jede Ecke des Schiffsraumes ausgenutzt werden kann, für Kohlenbunker dagegen doch nur größere Räume in der Nähe der Maschine.

Dieser Vergleich zeigt, eine wie große Bedeutung die Ausrüstung von Booten mit Petroleummaschinen für die Marine haben kann, wo es darauf ankommt, Beiboote, Vermessungsfahrzeuge usw. möglichst unabhängig vom Hauptschiff zu machen.

Nachdem diese ersten Versuche mit größeren Fahrzeugen befriedigend ausgefallen waren, legte sich die Gasmotorenfabrik Deutz mit besonderm Nachdruck auf die Ausrüstung von Frachtschiffen. Hierfür war besonders in Holland ein reiches Absatzgebiet vorhanden, so daß die genannte Fabrik bis heute rd. 180 Frachtschiffe mit zusammen 2500 PS allein nach Holland geliefert hat, während die gesamte Anzahl der bisher gelieferten Bootmaschinen 320 Stück mit 4000 PS beträgt.

Der Einbau der Petroleummotoren in diese holländischen Schiffe, wie er von der Gasmotorenfabrik Deutz ausgeführt worden ist, weicht im allgemeinen wenig von dem normalen, schon oben beschriebenen ab, so daß hier nicht weiter darauf eingegangen zu werden braucht. Die Fahrzeuge sind ziemlich scharf gebaut und enthalten dementsprechend meist Motoren stehender Bauart. Die Boote haben auch im unbeladenen Zustand noch genügenden Tiefgang, um die Schraube unter Wasser zu halten; es ließ sich also ohne weiteres eine festliegende Schraubenwelle anordnen.

Anders liegen die Verhältnisse auf den meisten deutschen, französischen und belgischen Kanälen. Hier sind die Schiffsmaße in den weitaus meisten Fällen durch die Schleusenmaße bestimmt, denen sie sich einer möglichst günstigen Ausnutzung wegen soviel wie möglich nähern.

So sind z. B. die Schleusen in den Saarkanälen, dem Rhein-Marne-Kanal und dem damit zusammenhängenden Kanalnetz 39,5 m lang und 5,2 m breit, während die auf diesen Kanälen verkehrenden Schiffe rd. 38,5 m Länge, 5,05 m Breite, im beladenen Zustand 1,8 m Tiefgang und einen Völligkeitsgrad bis zu 95 vH besitzen. Diese Fahrzeuge haben eine Ladefähigkeit von 270 bis höchstens 290 t und sind naturgemäß ihrer völligen Bauart wegen nicht für große Geschwindigkeiten zu gebrauchen.

Da die Schiffe bei einer Geschwindigkeit von 2,8 km/st

Fig. 13 bis 15. Schleppboot »Sophia«.

Fig. 16 bis 18.

Einbau des Benzinmotors der Daimler-Motorengesellschaft in Frachtschiffen.

war eine der größten zu überwindenden Schwierigkeiten. Der erste Entwurf sah im Hinterteil des Schiffes 2 große Wasserbehälter vor, die beim Entladen des Schiffes gefüllt, beim Beladen leer gepumpt werden sollten, um die Schraube möglichst gleichmäßig unter Wasser zu behalten. Allein schon während des Baues der Schiffe wurde diese Art des Ausgleiches wieder verlassen, da von schiffbautechnischer Seite mit Recht ernste Bedenken bezüglich der Steuerfähigkeit des hinten tief und vorn hoch liegenden Schiffskörpers erhoben wurden. Nach vielen mehr oder weniger erfolgreichen Versuchen wurde die in Fig. 19 bis 22 dargestellte heb- und senkbare Schraube (D. R. P. Nr. 124298) entworfen, mit deren Hülfe allen Anforderungen genügt werden konnte.

Hierbei wird die Kraft in der Drehachse des Rädergehäuses mittels der die Drehzapfen durchdringenden Welle zugeführt und durch Kegelräder auf die Schraubenwelle übertragen. Letztere überträgt ihren Längsdruck mittels des im Gehäuse untergebrachten Drucklagers auf die festen Drehzapfen und durch diese auf den Schiffskörper, so daß das Getriebe ganz frei von jedem Axialdruck arbeitet. Das Gehäuse ist wasserdicht abgeschlossen und mit Schmieröl gefüllt. Die Umsteuerung der Schraubenflügel wird durch die Umsteuermuffe mittels der durch D. R. P. Nr. 141551 geschützten Konstruktion bewirkt, s. Fig. 20. Nach diesen oder ähnlichen Konstruktionen sind von der Gasmotorenfabrik Deutz 4 Schiffe ausgerüstet und mit 16pferdigen Petroleum- bezw. Sauggasmotoren in Betrieb gesetzt worden.

Das zuletzt gebaute Schiff »Haldy I« wurde im Sommer 1902 mit der ersten Sauggasmotorenanlage versehen, Fig. 23 bis 25, und läuft mit dieser seit rd. 3 Jahren von Saarbrücken aus durch den Rhein nach Holland und durch Belgien und das französische Kanalnetz wieder nach Saarbrücken zurück. Die Konstruktion und der Sauggasmotorenbetrieb haben sich in dieser Zeit auf das beste bewährt, so daß dieses erste Sauggasschiff allen Erwartungen in bezug auf Sparsamkeit und Betriebsicherheit sowie Bequemlichkeit in der Bedienung voll und ganz entsprochen hat. An dieser Stelle geziemt es sich, der Firma Gebr. Haldy den gebührenden Dank für die Opferwilligkeit auszusprechen, mit der sie ungeachtet der durch den Umbau und die Versuche häufig nötig gewordenen Betriebsunterbrechungen stets bereit

seitens der Wasserbauinspektionen das Vorfahrts- und Vorschleusrecht erhalten, so war diese Geschwindigkeit beim Betrieb mit Motoren anzustreben.

Es ist dem großen Interesse des Hrn. Baurates Wernebурg, früher in Saarbrücken, jetzt Wasserbaudirektor in Köln, zu verdanken, daß auf einigen dieser Schiffe Versuche mit Benzinmotoren gemacht worden sind. Die ersten Maschinen waren von der Daimler-Motorengesellschaft in Cannstatt geliefert und nach Fig. 16 bis 18 eingebaut. Die beiden mit der Motorenachse parallel laufenden Schraubenwellen wurden mittels je zweier offener und gekreuzter Riemen angetrieben. Infolge des geringen Achsenabstandes und der zu leichten Konstruktion des ganzen maschinellen Einbaues bewährte sich diese Anordnung jedoch nicht, und beinahe wäre der ganze Versuch wieder aufgegeben worden, wenn nicht durch das energische Eingreifen des damaligen Bergrates Zörner, jetzt Generaldirektor der Maschinenbauanstalt Humboldt, der Versuch von neuem wieder aufgenommen worden wäre.

Die Gasmotorenfabrik Deutz erhielt damals von Gebr. Haldy, Saarbrücken, und gleichzeitig von Raab, Karcher & Co., Duisburg, den Auftrag, einen maschinellen Antrieb für deren auf der Pohlschen Werft in Deutz zu bauende Schiffe zu entwerfen. Die Konstruktionsbedingungen waren die folgenden: Das leere Schiff mit etwa 0,8 m und das beladene mit etwa 1,8 m Tiefgang sollte im Kanal, also im Stauwasser, eine Geschwindigkeit von etwa 2,8 km/st erreichen; dabei sollte möglichst wenig Ladefähigkeit durch den Einbau des Motors verloren gehen. Der große Unterschied im Tiefgang der leeren und beladenen Schiffe

Fig. 19 bis 22. Heb- und senkbare Drehflügel-Schraube.

Fig. 19.

war, ihr Schiff zum Erproben der neuen Konstruktionen zur Verfügung zu stellen und dadurch zur Lösung einer volkswirtschaftlich bedeutungsvollen Frage ein gut Teil beizutragen.

Diese Erstlingsausführung erweckte in den beteiligten Kreisen ein berechtigtes Aufsehen, so daß sich bald die Nachfragen nach Lastbooten mit Sauggasbetrieb mehrten. Bis heute hat die Gasmotorenfabrik Deutz 11 Lastboote mit Sauggasbetrieb von zusammen rd. 300 PS teils ausgeführt, teils in Bestellung, und nach Ueberwindung der ersten Einführungsschwierigkeiten bewähren sich diese Boote recht gut.

Der Riemen- oder Räderantrieb der Schraubenwelle erschien allerdings für allgemeine Verwendung nicht ganz einwandfrei. Um die dagegen geäußerten Bedenken zu beseitigen, gelang es mir, für die Kanalschiffe der Transportgesellschaft »Motor« in Straßburg eine Konstruktion zu finden, welche die Schraube zu heben und zu senken gestattet, ohne auf den Vorteil der unmittelbaren Kraftübertragung von der Maschinenachse auf die Schraubenwelle zu verzichten; s. Fig. 26 und 27. Das auf und ab bewegbare Stevenrohr endigt in einer Hohlkugel, die mittels Stopfbüchse in einer Querwand des Hinterschiffes gelagert ist. Das Drucklager sitzt im Stevenrohr, überträgt also den Schraubendruck auf den Kugelkörper, der ihn mittels der Drehzapfen in die Schottwand leitet. Bei normalem Tiefgang, also bei voll beladenem Schiff, liegen die Achsen der Maschine und der Schraubenwelle in einer Geraden, bei leerem Schiff dagegen bilden sie einen stumpfen Winkel. Um auch in dieser Stellung die Kraftübertragung zu ermöglichen, ist im Kugelmittelpunkt ein Universalgelenk in die Wellenleitung eingeschaltet, das bei stumpfem Schnittwinkel die Bewegung noch ohne wesentliche Abweichungen von der gleichförmigen Drehung überträgt.

Die Umsteuerung mittels verstellbarer Flügel wird vom Steuermannstand aus vollzogen; die Umsteuermuffe liegt zwischen dem Universalgelenk und dem Drucklager.

Die Maschine ist des flachen Schiffsbodens wegen zweizylindrig mit gegenläufigen Kolben ausgeführt, damit die hin- und hergehenden Massen möglichst ausgeglichen werden. Sie leistet bei 240 Uml./min 35 PS_e und soll hierbei dem Boote in tiefem, freiem Fahrwasser eine Geschwindigkeit von rd. 6 km/st erteilen. Beim Fahren in den Kanälen soll die Fahrgeschwindigkeit immerhin nicht unter 3 bis $3^1/_2$ km/st sinken.

Eines der größten mit einer Sauggasmotorenanlage ausgerüsteten Fahrzeuge ist das Lastboot »Lotte«, Fig. 28 bis 31, welches ursprünglich für den Güterverkehr auf der Elbe bestimmt war. Um jedoch die Versuche mit der Maschinenanlage gründlicher machen zu können, nahmen wir das Schiff auf den Rhein und benutzten es im eigenen Betrieb für unsre Gütertransporte zwischen den Häfen Rotterdam, Antwerpen und Köln. Nur auf diese Weise ist es uns möglich geworden, genaue Betriebsergebnisse und Erfahrungen zu gewinnen, an Hand deren weitere Einbauten übernommen werden konnten. Die »Lotte« ist ein Schiff von 41 m Länge, 4,6 m Breite und 2 m Tiefgang bei rd. 240 t Ladung. Da das Schiff einen hölzernen Boden hat, mußte als Betriebsmaschine eine vollständig ausbalanzierte liegende Gasmaschine mit gegenüberliegenden Zylindern eingebaut werden, deren Leistung 80 bis 100 PS_e betragen mußte, damit das Schiff mit 6 km/st Geschwindigkeit gegen die Strömung anfahren konnte. Die Maschine liegt mit den Zylinderachsen quer zum Schiff und treibt mittels Reibkupplung unmittelbar die Schraubenwelle an. Die Sauggasanlage steht vor dem Maschinenraum und ist durch eine mit Schiebetüren versehene Schottwand davon getrennt, um die Hitze und den Staub beim Abschlacken vom Motor fernzuhalten.

Fig. 20.

Hebevorrichtung um 90° gedreht

Fig. 21 und 22.

Fig. 23 bis 25. Lastschiff »Haldy I« mit Sauggasmotor.

Fig. 28 bis 31. Sauggasmotoranlage des Lastbootes »Lotte«.

Bei einer Schraube von 1,3 m Dmr., wie sie hier zur Verwendung kommen mußte, war das Umsteuern der Flügel von Hand ausgeschlossen. Es wurde deshalb eine mittelbare Umsteuerung gewählt, deren Konstruktion später beschrieben wird.

Zum Anlassen des Motors sowie zum Betrieb des Ventilators und der Ladewinde auf Deck ist neben der großen eine kleine schnellaufende Benzinmaschine von 6 PS aufgestellt, die zugleich den großen Motor mittels einer Reib-Anlaßvorrichtung an dessen Schwungrad andreht, bis Zündungen in den Zylindern eintreten. Nach längerem Stillstand der großen Maschine bläst der kleine Motor mit dem Ventilator in wenigen Minuten den Generator an. Beim Aus- und Einladen treibt der kleine Motor die auf Deck stehende Winde durch Transmission, Ketten und Reibrollen. Bei diesem Fahrzeug ist eine feststehende Schraubenwelle angewandt worden, da das Schiff auch im leeren Zustand genügenden Tiefgang hat, um die Schraube größtenteils unter Wasser zu halten.

Auf einige neue Anwendungsgebiete möchte ich an dieser Stelle noch aufmerksam machen, da hierbei die besondern Eigenschaften der Benzin- oder Petroleummaschinen am

Fig. 26 und 27.

Heb- und senkbare Schraube mit unmittelbarem Antrieb der Welle (Schnitt im rechten Winkel).

meisten zur Geltung kommen. Es sind dies in erster Linie die Schiffswinden. Auf Segelschiffen, Leichtern oder sonstigen Fahrzeugen, wo kein Dampf zur Verfügung steht, ist eine Petroleumwinde von großem Vorteil. Sie wird entweder während der Fahrt unter Deck verstaut und nur in überseeischen Häfen auf Deck aufgestellt, wie dies z. B. auf dem Fünfmaster »Potosi« der Fall ist, oder sie wird fest in das Boot eingebaut, wie z. B. in den Kohlenleichtern des Norddeutschen Lloyds und der Hamburg-Amerika-Linie, bei denen seit rd. 8 Jahren 87 Stück solcher Spillkopfwinden, Fig. 32 bis 34 (S. 1742), in Tätigkeit sind.

Diese mit Motoren der Gasmotorenfabrik Deutz ausgerüsteten Leichter dienen dazu, Kohlen an die Schnelldampfer heranzubringen, wo sie an 4 Luken gleichzeitig eingenommen werden. Zu dem Zweck sind des starken Staubes wegen unter Deck an beiden Schiffsenden 4 pferdige Petroleummotoren eingebaut, die mittels einer senkrechten Welle je zwei Spillköpfe antreiben.

Die dem Zivilingenieur Neukirch in Bremen patentierten Spillkopfwinden sind in der wagerechten Ebene unter beliebigem Winkel einstellbar, um bequem nach allen Richtungen arbeiten zu können. Das Triebwerk ist ebenfalls staubdicht angeordnet und läuft in einem Oelbad. Mit einer solchen Winde können 600 kg mit 1 m/sk Geschwindigkeit gehoben werden.

Ein weiteres bemerkenswertes Beispiel der vielseitigen Verwendbarkeit von Petroleummaschinen auf Booten bietet das Rettungsboot, Fig. 35, das für die unter dem Protektorat der Kaiserin von Rußland stehende Russische Gesellschaft zur Rettung auf dem Wasser in Rostow a/Don gebaut ist. Das Boot ist 11 m lang und 2,3 m breit und hat eine geräumige Hinterkajüte, an die sich nach vorn der Maschinenkasten anschließt. Die 8 pferdige Maschine treibt nach hinten die umsteuerbare Drehflügelschraube, die mittels Reibkupplung ausgerückt werden kann. Nach vorn ist, ebenfalls mittels Reibkupplung einrückbar, eine Hochdruckpumpe eingebaut, die 10 ltr/sk Wasser auf 6 at zu drücken vermag. Auf dem als Plattform ausgebildeten Kajütendach ist ein Schlauchanschluß angebracht, so daß man bequem nach allen Seiten zu spritzen vermag. Damit die

Fig. 35.

Rettungsboot mit 8 pferdigem Petroleummotor.

Fig. 32 bis 34.
Spillkopfwinde mit Petroleummotor.

Pumpe auch zum Auspumpen von Schiffen benutzt werden kann, ist die unter Wasser nach außenbord mündende Saugleitung mittels eines Dreiwegehahnes auch an einen Schlauch von 75 mm Weite angeschlossen. Durch Erhöhung der Umlaufzahl des Motors läßt sich die Saugleistung der Pumpe auf rd. 45 cbm/st vergrößern. Das Boot, auf einer holländischen Werft gebaut und dort erprobt, fand ungeteilten Beifall, so daß kurze Zeit darauf die Stadt Zaandam sich entschloß, für ihren Sicherheitsdienst ein ähnliches Boot zu bestellen, dessen äußerst schwierige Lieferbedingungen zur vollen Zufriedenheit der Abnehmerin erfüllt worden sind.

Ein für die Wasserbauinspektion Köln im Jahre 1900 geliefertes Strom-Polizeiboot mit einer Maschine von 35 PS dient zur Ueberwachung der auf dem Rhein verkehrenden Dampfer und Schleppschiffe; es hat sich vorzüglich bewährt.

Die amerikanische Filiale der Gasmotorenfabrik Deutz, die Otto Gas Engine Works in Philadelphia, baut seit einigen Jahren eine Petroleummaschine von rd. 200 PS, Fig. 36, insbesondre für Unterseeboote der Holland Torpedoboat Co. in New York. Die Maschine ist unmittelbar mit einer Dynamo gekuppelt und treibt mittels Räderübersetzung die Schraubenwelle an; vergl. Fig. 37. Bei Ueberwasserfahrt arbeitet der Motor auf die Schraube oder lädt die Batterie mittels der Dynamomaschine. Bei Unterwasserfahrten wird der Motor stillgesetzt, und die von der Batterie gespeiste Dynamomaschine arbeitet alsdann als Motor auf die Schraube; außerdem dient der Elektromotor zum Anlassen des Petroleummotors, wie aus Fig. 37 zu ersehen ist. Die Otto Gas Engine Works haben bereits mehrere derartige Maschinen geliefert und eine größere Anzahl in Bestellung.

Eine Reihe andrer Verwendungen von Petroleummaschinen der Gasmotorenfabrik Deutz: für Baggerbetriebe auf dem Main, Kreiselpumpen, ein Kompressorschiff der holländischen Marine zum Füllen der Signalbojen mit komprimiertem Gas, Verladevorrichtungen u. a. m., zeigen die Anpassungsfähigkeit der Gasmaschine an die verschiedenen Bedürfnisse der Schiffahrt.

(Schluß folgt.)

Fig. 36 und 37.
200pferdige Petroleummaschine der Otto Gas Engine Works, Philadelphia, für Unterseeboote.

Die thermischen Eigenschaften des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° C.

(Mitteilung aus dem Laboratorium für technische Physik der Kgl. Technischen Hochschule München.)

(Schluß von S. 1705)

II. Teil.

Theoretische Folgerungen.

Von Richard Linde.

Die folgenden Untersuchungen schließen an den Versuchsbericht über die Bestimmung der Dichte des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes zwischen 100° und 180° C an; ihr Gegenstand soll die Diskussion der Versuchsergebnisse und deren Verwendung zur Berechnung kalorischer Größen des Wasserdampfes mit Hülfe der Gleichungen der Thermodynamik sein.

Demgemäß wird sich der erste Abschnitt mit der Betrachtung des Verhaltens des Wasserdampfes im Vergleich mit demjenigen eines vollkommenen Gases und daran anschließend mit der Frage der Zustandsgleichung zu beschäftigen haben, während im zweiten Abschnitte die Veränderlichkeit der spezifischen Wärme des überhitzten Wasserdampfes besprochen werden soll.

Das Verhalten des Wasserdampfes im Vergleich mit demjenigen eines vollkommenen Gases.

Die Linien gleichbleibenden Volumens (Isochoren) erscheinen innerhalb unsres Beobachtungsgebietes als gerade Linien (vergl. Fig. 2 S. 1701), ein Verhalten, das auch Battelli bei Wasserdampf findet. Für den Uebergang vom Zustand des trocken gesättigten in den des überhitzten Dampfes ist die Tatsache von Wichtigkeit, daß der lineare Zusammenhang zwischen Temperatur und Druck bis in unmittelbare Nähe der Kondensation erhalten bleibt. In dieser Hinsicht befinden sich unsre Beobachtungen also in Widerspruch mit denen Battellis und dessen ausdrücklicher Angabe, daß in der Nähe der Kondensation die Druckzunahme mit der Temperatur (bei gleichbleibendem Volumen) rascher erfolge als bei einiger Ueberhitzung; sie erhärten vielmehr die Behauptung Thiesens[1]), daß die Nähe der Kondensation keine besonders starke Abweichung vom Gasgesetz bedingt. Auch Grießmann gelangt auf Grund von Drosselversuchen, auf die ich noch ausführlich zu sprechen kommen werde, zu dem gleichen Ergebnis.

Die verwendete Versuchseinrichtung ließ es nicht zu, die Ueberhitzung bei gleichbleibendem Volumen über ein gewisses Maß zu steigern; gleichwohl reicht diese zu einem Urteil darüber aus, ob und inwieweit die im Sättigungszustand vorhandene Abweichung vom Verhalten eines vollkommenen Gases mit wachsender Ueberhitzung abnimmt. Ein annäherndes Bild hiervon gibt die bereits im ersten Teil besprochene rasche Zunahme des Spannungskoeffizienten mit abnehmendem spezifischem Volumen. Den besten Einblick in diese Verhältnisse gewährt meines Erachtens eine von Amagat vorgeschlagene Darstellung, in der die Drücke p als Abszissen, die Produkte pv aus Druck und Volumen als Ordinaten aufgetragen sind, und zwar in der Weise, daß man einerseits die Zustände des trocken gesättigten Dampfes darstellt, anderseits aus den verschiedenen Versuchen Punkte gleicher Temperatur zur Konstruktion von Isothermen vereinigt. Das hiernach aufgezeichnete Diagramm Fig. 4 ermöglicht zunächst einen bequemen Vergleich der einzelnen Versuche untereinander in bezug auf ihre Genauigkeit, da jeder derselben in der Sättigung und mindestens in einer der im Abstand von je 10° C eingetragenen Isothermen erscheint, also mit einer größeren Anzahl von Nachbarversuchen gruppiert werden kann. Dabei läßt sich auf Grund der Tatsache, daß sich innerhalb eines nicht zu ausgedehnten Temperaturbereiches das Produkt pv nur wenig ändert, in dieser Darstellung auf einem kleinen Blatt eine verhältnismäßig große Genauigkeit erreichen; so entspricht in unserm Diagramm Fig. 4 1 cm der Ordinate rd. 2,5 vH ihres Wertes; es zeigt also, daß die Uebereinstimmung der Beobachtungsergebnisse untereinander recht befriedigend ist. Nur bei niedrigen Drücken fallen einzelne Versuche um Beträge, welche 0,5 vH erreichen, aus den interpolierten Kurven heraus, während bei den höheren Drücken die meisten Versuche auf 0,1 vH mit ihnen übereinstimmen, so daß man wohl den interpolierten Werten eine Genauigkeit von mindestens 0,2 vH zuschreiben darf.

Stellte man das Verhalten eines vollkommenen Gases in einem solchen Diagramm dar, so würden die Isothermen als gerade wagerechte Linien erscheinen. Demgegenüber zeigt Diagramm Fig. 4 für die Isothermen geneigte Linien mit einer geringen Konkavität gegen die Abszissenachse, und zwar nimmt die Neigung der Isothermen mit wachsender Temperatur ab; wir können also ohne weiteres schließen: Bei gleichbleibendem Druck nimmt mit wachsender Ueberhitzung die Abweichung vom Gasgesetz ab, dagegen nimmt sie bei gleichbleibender Temperatur mit wachsendem Drucke zu.

Zum Vergleich unsrer Beobachtungen mit denen Battellis sind in Fig. 3 S. 1704 in der Amagatschen Darstellungsweise beide vereinigt, soweit die letzteren in unserm Beobachtungsgebiet liegen. Ferner enthält Fig. 3 die Sättigungslinie nach Zeuner (Techn. Thermodynamik II), also unter Zugrundelegung derjenigen Werte für die Volumina des gesättigten Dampfes, welche man aus den Regnaultschen Verdampfungswärmen mit Hülfe der Clapeyronschen Gleichung[1])

$$\frac{r}{u} = A\,T\frac{dp}{dT}$$

erhält.

Was zunächst die Volumina des gesättigten Dampfes betrifft, so liegen unsre Werte im allgemeinen zwischen denen von Zeuner und Battelli. Berücksichtigt man, daß der Arbeitswert der von Regnault zugrunde gelegten Wärmeeinheit wahrscheinlich nicht 424, sondern mindestens 427 mkg beträgt, wenigstens wenn die neueren Bestimmungen des mechanischen Wärmeäquivalentes richtig sind, und ferner daß auch der Wert für $\frac{dp}{dT}$ wahrscheinlich etwas kleiner ist, als ihn die Regnaultsche Interpolationsformel liefert, so ergibt sich eine ganz befriedigende Uebereinstimmung der Regnaultschen Versuchswerte mit den unsrigen (s. Teil I).

Von den Versuchsergebnissen Battellis weichen die unsrigen jedoch nicht unerheblich ab. Zwar zeigt der Wert des gesättigten Dampfvolumens bei 99,6° C gute Uebereinstimmung mit unsrer Interpolationskurve, aber bei höheren Temperaturen und Drücken zeigt sich eine wachsende Abweichung,

[1]) Thiesen, Ueber die spezifische Wärme des Wasserdampfes. Ann. d. Physik 4. Folge Bd. 9 1902 S. 80.

[1]) Bei den folgenden Rechnungen schließe ich mich durchweg den von Zeuner in seiner Technischen Thermodynamik benutzten Bezeichnungen an, also

- p = spezifischer Druck in kg/qm,
- v = spezifisches Volumen in cbm/kg,
- T = absolute Temperatur; t^0 = Temperatur in °C,
- r = Verdampfungswärme in WE/kg,
- u = Volumen des trocken gesättigten Dampfes abzüglich des Flüssigkeitsvolumens bei der Temperatur T,
- c_p = spezifische Wärme bei gleichbleibendem Druck,
- c_v = spezifische Wärme bei gleichbleibendem Volumen,
- λ = Gesamtwärme des trocken gesättigten Dampfes.

Fig. 4.

Abszissen: Druck p in kg/qm. Ordinaten: Druck $\times$ Volumen (pv in kg/qm $\times$ cbm/kg).

die bei 182,9° C 2 vH überschreitet, und das Verhalten des überhitzten Dampfes ist erheblich anders als nach unsern Ergebnissen. Es verdient dabei hervorgehoben zu werden, daß Battelli seine Versuche bei gleichbleibender Temperatur anstellte, d. h. eine Isotherme zeigt die Ergebnisse eines Versuches.

Zur Beantwortung der Frage, welcher Verlauf für die Isotherme richtig ist, derjenige Battellis oder der unsrige, ist meines Erachtens folgender Punkt von entscheidender Bedeutung.

Es wird heute in der Physik auf Grund von Dichtemessungen an vielen Gasen allgemein die Annahme gemacht[1]), daß für unendliche Verdünnung ($p = 0$) das Gasgesetz

$$pv = BT$$

strenge Gültigkeit habe. Verlängert man die Isothermen in unserm Diagramm Fig. 4 bis zur Ordinatenachse, so erhält man die für $p = 0$ geltenden Werte für pv. Teilt man diese Werte durch die betreffenden absoluten Temperaturen, so berechnet sich mit großer Genauigkeit bei allen Isothermen übereinstimmend die Gaskonstante zu

$$\underline{B = 47{,}10},$$

während die Berechnung aus der Gaskonstanten für Wasserstoff $B' = 422{,}59$ und dem Verhältnis der Molekulargewichte $\frac{2}{17{,}96}$ $B = 47{,}06$ ergibt.[2])

Battelli erhält nun das einem vollkommenen Gas entsprechende Verhalten (d. h. die Isotherme verläuft in Figur 3 wagerecht) schon bei $p > 0$ und gibt für jede Temperatur p und v an, von welchen an im Sinne sinkenden Druckes dies eintreten soll. Einige seiner diesbezüglichen Werte gebe ich in Zahlentafel 5 wieder und füge noch in einer vierten Spalte den Wert der Gaskonstanten, der sich aus ihnen berechnet, bei.

[1]) Thiesen bezeichnet sie beispielsweise als eine erwiesene Tatsache; s. Annalen der Physik und Chemie Bd. 63, 1897 S. 329.

[2]) Nach den neueren Bestimmungen (s. beispielsweise Nernst, Theoretische Chemie, 1903 S. 36) wird das Verhältnis der Molekulargewichte von Wasserstoff und Wasser zu $\frac{2{,}016}{18{,}016}$ angenommen, während sich $B' = 420{,}78$ errechnet. Mit diesen Daten erhält man $B = 47{,}09$.

Zahlentafel 5.

(Battelli.)

absolute Temperatur	p mm Q.-S.	v cbm/kg	B	absolute Temperatur	p mm Q.-S.	v cbm/kg	B
279,24	5,25	184,00	47 03	403,32	441,0	3,1182	46,33
330,01	27,10	41,8452	46,70	417,21	485,1	2,9356	46,38
372,60	250,50	5,0874	46,50	455,90	815,4	1,9135	46,50

Man sieht unmittelbar, daß der Wert für B bis zu 2 vH kleiner ist als der theoretische, und daß er im gleichen Betrage schwankt, welches Verhalten jedenfalls sehr unwahrscheinlich ist. Ich erblicke gerade in der guten Uebereinstimmung unsres Wertes für B mit dem theoretischen eine Stütze für unsre Ergebnisse. Sehr auffallend ist nun der Umstand, daß bei gleichen Temperaturen, aber höheren Drücken unsre Werte für pv erheblich kleiner sind als die Battellischen, so daß sich unsre Isothermen mit denen Battellis schneiden.

Im übrigen zeigt der Verlauf der Battellischen Isothermen die bereits besprochene Erscheinung, daß die Nähe der Kondensation eine stärkere Abweichung vom Gasgesetz mit sich bringen soll. Demgegenüber weisen unsre Isothermen auf eine dem Druck fast proportionale Zunahme der Abweichung vom Gasgesetze bei gleichbleibender Temperatur bis zur Kondensation hin. Der Uebergang vom Zustand des gesättigten Dampfes in den eines vollkommenen Gases vollzieht sich also nach unsern Messungen ganz allmählich.

Zur rechnerischen Verwertung unsrer Versuchsergebnisse ist es nötig, im Anschluß daran eine Zustandsgleichung des Wasserdampfes aufzustellen. Die Anforderungen an deren Genauigkeit sind verschieden, je nachdem es sich nur darum handelt, eine der drei Größen p, v und T aus den beiden andern zu berechnen, oder mit ihrer Hülfe nach den Gleichungen der Thermodynamik anderweitige physikalische Größen des Wasserdampfes zu bestimmen. Es ist daher zweckmäßig, für beide Verwendungen verschiedene Zustandsgleichungen aufzustellen.

Um das Verhalten des Wasserdampfes wiederzugeben, sind eine Reihe Zustandsgleichungen aufgestellt worden. In der technischen Literatur findet vor allen andern die von Zeuner vorgeschlagene

$$p\,v = B\,T - C\,p^n,$$

in neuerer Zeit auch wohl die Gleichung von Tumlirz[1]):

$$p v = B T - C p,$$

Anwendung.

Für den ersten oben gekennzeichneten Zweck, der für den Ingenieur den wichtigeren Fall darstellt, genügt die Tumlirzsche Form mit etwas geänderten Werten der Konstanten, die sich durch große Einfachheit auszeichnet:

$$p v = 47{,}10\, T - 0{,}016\, p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

wenigstens für Zustände in der Nähe der Sättigungsgrenze. Wie die folgende Zahlentafel 6 zeigt, gibt sie unsre Resultate mit einem größten Fehler von 0,8 vH wieder. Es sind dabei als Vergleichswerte diejenigen angegeben, welche Gl. (2) für dieselben Verhältnisse liefert.

Zahlentafel 6.

Temperatur t °C	Sättigungsdruck p in kg/qm	spez. Volumina					
		bei dem jeweiligen Sättigungsdruck		bei $p = 30\,000$		bei $p = 60\,000$	
		nach Gl. (1)	nach Gl. (2)	nach Gl. (1)	nach Gl. (2)	nach Gl. (1)	nach Gl. (2)
100	10 333	1,674	1,684	—	—	—	—
120	20 260	0,8915	0,898	—	—	—	—
140	36 900	0,5083	0,511	0,6300	0,632	—	—
160	63 060	0,3070	0,307	0,6645	0,664	0,3917	0,392
180	102 130	0,1943	0,193	0,6987	0,696	0,4135	0,411

Für höhere Temperaturen bei hohen Drücken liefert Gl. (1) nicht unbeträchtlich zu kleine Werte, so daß bei Rechnungen mit weitergehenden Genauigkeitsansprüchen besser die folgende Gleichung (2) Verwendung findet, die allerdings nur zur Berechnung von v aus p und T brauchbar ist:

$$p v = B T - p\,(1 + a p)\left[C\left(\frac{373}{T}\right)^3 - D\right]. \quad . \quad (2).$$

Hierbei ist:

$$B = 47{,}10;\; a = 0{,}000002;\; C = 0{,}0310;\; D = 0{,}0052$$

zu setzen.

Gl. (2) liefert einen fehlerfreien Anschluß an unsre Versuchsergebnisse: Um dies zu zeigen, habe ich nach ihr in Figur 4 die Sättigungslinie und die Isothermen von 100° bis 185° eingezeichnet; man sieht, daß die Uebereinstimmung vollkommen ist.

Auf welche Weise sich diese Gleichung aus einer von Reinganum[2]) angegebenen, gastheoretisch begründeten herleiten läßt, habe ich in der ausführlichen Arbeit (in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 21) nachgewiesen. Innerhalb des Gebietes der technischen Anwendung des Wasserdampfes kann Gl. (2) auch den Anforderungen an größere Genauigkeit genügen; unzuverlässige Werte dürfte sie nur für Zustände der sehr hohen Ueberhitzung (also über 400°) liefern, für welche aber wohl hinreichend genau die Gültigkeit des Gasgesetzes (mit $B = 47{,}10$) angenommen werden kann.

Die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes.

Mit Hülfe einer genauen Zustandsgleichung läßt sich nach den Grundsätzen der Thermodynamik die Veränderlichkeit der spezifischen Wärme mit dem Druck und unter einer bestimmten Voraussetzung auch mit der Temperatur berechnen. Ich will jedoch vorausschicken, daß die Grundlagen zur Berechnung absoluter Zahlenwerte nicht ausreichen; solche können nur mit Hülfe unmittelbarer Messungen gewonnen werden. Wohl aber lassen sich Schlüsse auf die

[1]) Die Zustandsgleichung des Wasserdampfes. Sitzungsberichte der k. k. Akad. d. Wissensch. Math.-Naturw. Kl. Wien 1899 IIa S. 1058. Die Gleichung stützt sich auf die Messungen Battellis und gibt sie mit einem mittleren Fehler von 0,3131 vH wieder ($B = 46{,}7$, $C = 0{,}0084$).

[2]) Reinganum, Zur Theorie der Zustandsgleichung schwach komprimierter Gase, Ann. d. Phys. Bd. 6 1901 S. 538.

Abhängigkeit der spezifischen Wärme von Druck und Temperatur ziehen. Die bezüglichen Gleichungen sind gerade in letzter Zeit von mehreren Seiten[1]) ausführlich zusammengestellt worden; ich sehe daher von ihrer Ableitung hier ab.

Die wichtigste Beziehung für die vorliegende Aufgabe ist die folgende:

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial p}\right)_T = -A\,T\,\frac{\partial^2 v}{\partial T^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

da sie die Abhängigkeit der spezifischen Wärme vom Druck aus der Zustandsgleichung allein zu berechnen gestattet. Bei Verwendung der Gleichung (2) erhält man:

$$\frac{\partial c_p}{\partial p} = A\,12\,(1 + a p)\,\frac{C}{T}\left(\frac{373}{T}\right)^3.$$

Die allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung ist:

$$c_p = \varphi\,(T) + 12\,A\left(\frac{373}{T}\right)^3\frac{C}{T}\,p\left(1 + \frac{a}{2}\,p\right). \quad . \quad (4),$$

wobei $\varphi\,(T)$ eine willkürliche Funktion von T darstellt.

Zu einer ähnlichen Beziehung gelangt Callendar[2]):

$$c_p = (c_p)_0 + 3{,}5 \cdot 4{,}5\,p\left(\frac{T_0}{T}\right)^{3,5}\frac{c_0}{T};$$

er setzt also $\varphi\,(T)$ gleich einer Konstanten, indem er von der Voraussetzung ausgeht, daß bei $p = 0$ für alle Temperaturen die spezifische Wärme einen unveränderlichen Wert annimmt. So wahrscheinlich diese Voraussetzung auch ist, bedarf sie doch noch der Bestätigung durch den Versuch. Zunächst folgt sowohl aus der Callendarschen wie aus unserer Gleichung (4) für die spezifische Wärme bei gleichbleibendem Druck starkes Wachstum mit dem Druck und Abnahme bei gleichbleibendem Druck mit wachsender Temperatur, letzteres allerdings nur unter der Voraussetzung, daß $(c_p)_0 =$ konstant $((c_p)_0 = c_p$, wenn $p = 0)$.

Bezüglich der absoluten Werte läßt sich zunächst keine Angabe machen. Callendar nimmt $(c_p)_0 = 0{,}4966$ an, und zwar auf Grund eigener Messungen, deren Veröffentlichung er in Aussicht gestellt hat.

Tumlirz[3]) hat eine Berechnungsweise der Absolutwerte von c_p angegeben, bei welcher die Ergebnisse von Versuchen von Hirn und Cazin herangezogen werden. Diese ließen überhitzten Dampf in einem Kupferzylinder rasch von höherem Druck p_1 auf niedrigeren p_2 expandieren, wobei sie bei einer gleichbleibenden Anfangstemperatur den Druck p_1 solange veränderten, bis nach der Expansion auf p_2 (Atmosphärendruck) der Dampf gerade trocken gesättigt war. Daß dies der Fall war, stellten sie auf optischem Wege fest, indem sie bei zu hohem p_1 starke Nebelbildung bei der Expansion beobachteten, die mit sinkendem p_1 immer schwächer wurde, bis sie bei einem bestimmten Anfangsdruck ganz verschwand. Sie waren auf diese Weise imstande, den Druck p_1 auf 0,02 at festzulegen, von dem aus nach adiabatischer Expansion gerade trocken gesättigter Dampf bei Atmosphärendruck vorlag.

Grashof[4]) hat gezeigt, daß nach diesen Versuchen für adiabatische Expansion des überhitzten Wasserdampfes die Beziehung gilt:

$$\frac{p_1}{p} = \left(\frac{T_1}{T}\right)^n,$$

wobei $n = 4{,}232$ ist.

Hirn und Cazin haben keinen höheren Anfangsdruck als 4,2 at angewendet, so daß, streng genommen, der Wert

[1]) J. Weyrauch, Ueber die spezifische Wärme des Wasserdampfes, Z. 1904 S. 24. — Grießmann, Beitrag zur Frage der Erzeugungswärme des überhitzten Wasserdampfes usw., Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 13.

[2]) Callendar, On the thermod. properties of gases and vapours. Proc. of the Royal Soc. Vol. 67 1901. Callendar stellt in dieser Arbeit eine Zustandsgleichung des Wasserdampfes auf, welche ebenfalls einen Sonderfall der Reinganumschen Gleichung darstellt, und die unsre Beobachtungen mit ziemlich guter Annäherung wiedergibt.

[3]) Sitzungsberichte d. k. k. Akad. d. Wissenschaften, Wien, Math. Naturw. Kl. IIa Bd. 108 1899 S. 1385.

[4]) Z. 1867 S. 404.

$n = 4{,}232$ nicht weiter als bis zu dieser Spannung zugrunde gelegt werden darf. Da jedoch bis zu dieser Grenze noch keine Aenderung des Wertes für n bemerkbar ist, so soll er im folgenden auch für höhere Drücke als richtig angesehen werden.

Unter Annahme eines unveränderlichen Koeffizienten — n — für die adiabatische Expansion gelangt man auf folgendem Wege zu einer Beziehung für die spezifische Wärme bei gleichbleibendem Druck.

Die allgemein gültige Wärmegleichung

$$dQ = c_p dT - AT\frac{\partial v}{\partial T}dp$$

liefert im Falle der adiabatischen Zustandsänderung:

$$dT c_p = AT\frac{\partial v}{\partial T}dp$$

oder

$$c_p = AT\frac{\partial v}{\partial T}\left(\frac{dp}{dT}\right)_{dQ=0}.$$

Nun folgt aus der Gleichung von Grashof:

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{dQ=0} = n\frac{p}{T}$$

und

$$c_p = Anp\frac{\partial v}{\partial T}.$$

Aus der Zustandsgleichung (2) folgt:

$$\frac{\partial v}{\partial T} = \frac{B}{p} + 3(1+ap)\frac{C}{T}\left(\frac{373}{T}\right)^3,$$

so daß man erhält:

$$c_p = An\left\{B + 3p(1+ap)\frac{C}{T}\left(\frac{373}{T}\right)^3\right\} \quad . \quad . \quad (5).$$

Diese Gleichung zeigt dieselbe Veränderlichkeit mit Druck und Temperatur wie Gl. (4), d. h. starkes Anwachsen mit dem Druck und Abnahme mit der Temperatur. Für $p = 0$ verschwindet das zweite Glied in der Klammer, und man erhält:

$$(c_p)_0 = AnB = 0{,}467 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6),$$

also einen unveränderlichen Wert.

Für $p = 0$ wird

$$n = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = \frac{c_p}{c_p - c_v},$$

und da sich der Wasserdampf alsdann wie ein vollkommenes Gas verhält, wird

$$c_p - c_v = AB,$$

und Gl. (6) wird, wie das der Fall sein muß, zur Identität.

Die von Gl. (5) gelieferten absoluten Werte sind in Zahlentafel 7 wiedergegeben.

Zahlentafel 7.

Temperatur °C	c_p bei jeweiliger Sättigung	c_p bei $p = 10333$
100	0,493	0,493
120	0,511	0,488
140	0,532	0,484
160	0,563	0,481
180	0,607	0,479

Die letzte Spalte ist beachtenswert; sie enthält nämlich die Werte der spezifischen Wärme innerhalb des von Regnault untersuchten Gebietes. Regnault hat c_p bei atmosphärischem Druck zwischen 227° und 127° C gemessen und den seither allgemein gebräuchlichen Wert $c_p = 0{,}4805$ gefunden. Berechnet man mit Hülfe der Gleichung (5) die mittlere spezifische Wärme für das Regnaultsche Versuchsgebiet, so erhält man

$$(c_p)_m = An\left[B + \frac{1}{100}\int_{400}^{500} 3p(1+ap)\frac{C}{T}\left(\frac{373}{T}\right)^3 dT\right] = 0{,}479.$$

Man sieht, daß die Uebereinstimmung sehr befriedigend ist, und daß somit der Wert $c_{p0} = 0{,}467$ der Wahrheit nahe kommen dürfte.

Ihrem Absolutwerte nach mit einiger Zuverlässigkeit läßt sich aus einer genauen Zustandsgleichung die Differenz $c_p - c_v$ berechnen, wodurch das Mittel an die Hand gegeben ist, die spezifische Wärme des Wasserdampfes bei konstantem Volumen c_v zu bestimmen, wenn c_p anderweitig festgestellt ist.

Die zugrunde liegende Beziehung lautet:

$$c_p - c_v = AT\frac{\partial p}{\partial T}\frac{\partial v}{\partial T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Aus der Zustandsgleichung (2) folgt nach einigen Zwischenrechnungen:

$$c_p - c_v = \frac{A\frac{p}{T}\left[\frac{BT}{p} + 3(1+ap)C\left(\frac{373}{T}\right)^3\right]^2}{\frac{BT}{p} + \left[C\left(\frac{373}{T}\right)^3 - D\right]ap} \quad . \quad . \quad (8).$$

Nach dieser Beziehung sind die Werte der Zahlentafel 8 berechnet.

Zahlentafel 8.

Temperatur °C	$c_p - c_v$ bei jeweiliger Sättigung	$c_p - c_v$ bei $p = 10333$
100	0,123	0,123
120	0,131	0,121
140	0,143	0,119
160	0,160	0,117
180	0,186	0,116

Die Zahlentafel zeigt eine erhebliche Veränderlichkeit von $c_p - c_v$ und zwar in ähnlicher Weise, wie sie c_p nach Zahlentafel 7 besitzt. Für $p = 0$ geht Gl. (8) über in

$$c_p - c_v = AB = 0{,}1103.$$

Die im vorstehenden gezogenen Schlüsse über die Veränderlichkeit der spezifischen Wärme des überhitzten Wasserdampfes stehen nun dem Wesen nach im Einklang mit den Messungsergebnissen von Lorenz[1]). Zahlenmäßig besteht allerdings ein erheblicher Unterschied, und zwar tritt nach Lorenz sowohl die Zunahme mit dem Druck, wie die Abnahme mit wachsender Temperatur in stärkerem Maße hervor als nach den obigen Gleichungen.

Das Gleiche gilt von den Angaben, welche Dieterici[2]) über die Veränderlichkeit von c_p und c_v mit Druck und Temperatur macht.

Vollständig abweichend davon sind die Ergebnisse, zu denen Grießmann (a. a. O.) auf Grund von Drosselversuchen gelangt, daß nämlich c_p vom Druck unabhängig sei und mit der Temperatur rasch wachse.

Es unterliegt nun keinem Zweifel, daß Drosselversuche, wie sie von Grießmann und vor ihm von Grindley[3]) angestellt worden sind, für die Beantwortung der Frage nach der Veränderlichkeit der spezifischen Wärme von Gasen und Dämpfen sehr wertvolle Beiträge zu liefern imstande sind, und ich muß daher zur Erklärung dieser grundsätzlichen Verschiedenheit näher auf sie eingehen.

Beide Forscher haben trocken gesättigten Dampf ohne Wärmezufuhr oder -entziehung von höherem auf niedrigeren Druck überströmen lassen. Während eines Versuches ließen sie den Druck vor der Drosselstelle unverändert und änderten den Gegendruck, erhielten also eine Linie »gleichbleibender Erzeugungswärme«, indem sie ihre Beobachtungen in einem Diagramm mit den Koordinaten p und t auftrugen. Sie gelangen zunächst insofern zu grundsätzlich verschiedenen Ergebnissen, vergl. Fig. 5 und 6, als nach Grießmann jede Drosselkurve in dem Punkt von der Sättigungslinie abzweigt, der dem Zustand vor der Drosselung entspricht, während bei Grindley die Drosselkurve erst ein Stück mit der Sättigungslinie zusammenfällt, um sich dann von ihr zu trennen.

---

[1]) Lorenz, Z. 1904 S. 698. Nach seinen Versuchen ist $c_p = 0{,}43 + 860\frac{p}{T^3}$ (p in kg/qm).

[2]) Dieterici, Z. 1905 S. 362.

[3]) Grindley, An experimental investigation of the thermod. properties of superheated steam. Phil. Trans. of the royal Soc. of London Bd. 194 1900 S. 1. — Grießmann berichtet ausführlich über die Arbeit von Grindley.

Grindley schließt auf Grund dieses Verlaufes auf das Vorhandensein einer Vergasungswärme, d. h. einer Energie, die nötig wäre, um gesättigten Dampf in den Gaszustand überzuführen. Grießmann führt, meines Erachtens mit vollem Recht, auf Grund seiner Versuche den eigentümlichen Verlauf der Grindleyschen Kurven darauf zurück, daß dessen Dampf noch etwas feucht gewesen ist.

Grindley sowohl wie Grießmann bestimmen aus ihren Drosselkurven die spezifische Wärme c_p in der Weise, daß sie den Unterschied der Erzeugungswärmen zwischen zwei Drosselkurven durch den Temperaturunterschied teilen, den die Kurven auf einer Linie gleichbleibenden Druckes ausschneiden. Der Berechnung der Erzeugungswärme liegt für die Ausgangspunkte der Kurven die Regnaultsche Beziehung

$$\lambda = 606{,}5 - 0{,}305\, t$$

zugrunde. Die hiernach von Grindley berechneten Werte für c_p scheiden für die folgenden Betrachtungen aus, weil wegen des anfänglichen Feuchtigkeitsgehaltes des von ihm der Untersuchung unterworfenen Dampfes der Unterschied der Erzeugungswärmen zwischen zwei Drosselkurven offenbar unrichtig bestimmt ist. Grießmann erhält für c_p Werte, die zwischen 110° und 160° C von 0,42 auf 0,60 anwachsen, und zwar unabhängig vom Druck.

Nun erwähnt Grießmann selbst, daß die Werte der spezifischen Wärme ganz anders werden, wenn die Gesamtwärme sich nicht nach dem linearen Gesetz ändert. Als Beispiel führt er eine Formel von Ekholm[1]) an:

$$\lambda = 596{,}75 + 0{,}4401\, t - 0{,}000634\, t^2,$$

und erhält mit ihr für die Sättigungszustände zwischen 1,5 und 5,5 at Werte für c_p von 0,410 bis 0,454. Es muß dabei erwähnt werden, daß der angeführten Formel von Ekholm ebenfalls die Messungen der Gesamtwärme von Regnault zugrunde liegen. Daß nach der einen Versuchsreihe desselben verschiedene Formeln aufgestellt werden können, hat seine Ursache in gewissen Unregelmäßigkeiten der einzelnen Beobachtungswerte. So mißt beispielsweise Regnault zwischen 175° und 180° einen Unterschied der Gesamtwärmen von 6 WE, während er nach der Formel nur 1,5 WE betragen sollte. Je nachdem man nun den einen oder den andern Zahlen mehr Gewicht beilegt oder überall die Mittelwerte als die richtigen ansieht, erhält man einen etwas andern Verlauf für λ, der zwar auf die Absolutwerte nicht von großem Einfluß ist, die Größe $\frac{d\lambda}{dt}$ aber erheblich verändern kann.

Wie in der ausführlichen Abhandlung nachgewiesen ist, folgt bei Zugrundelegung der Ekholmschen Formel für λ aus den Grießmannschen Versuchen für c_p ebenfalls Wachstum mit dem Druck und Abnahme mit steigender Temperatur, und es zeigt sich somit, daß das von Grießmann angewandte Verfahren zur Bestimmung von c_p unzuverlässig ist. Ich habe ferner dort darauf hingewiesen, daß die Ergebnisse der erwähnten Drosselversuche als eine Bestätigung unsrer Ergebnisse angesehen werden können, insofern sich die durch Drosseln herbeigeführte Abkühlung des Dampfes innerhalb gewisser Grenzen richtig aus der Zustandsgleichung (2) berechnen läßt.

Ich will hier nur noch kurz auf eine Möglichkeit der Verwertung der Drosselkurven Grießmanns zur Bestimmung der Veränderlichkeit von c_p eingehen, weil sie in einfacher Weise die gute Uebereinstimmung seiner Beobachtungen mit den unsrigen zeigt.

Fig. 5 und 6.

Drosselkurven nach Grießmann.

Drosselkurven nach Grindley.

Geht man nämlich von der Voraussetzung aus, daß der Regnaultsche Wert $c_p = 0{,}480$ bei atmosphärischem Drucke richtig sei, so ist das einfachste Verfahren, um aus den Drosselversuchen Aufschluß über die Veränderlichkeit der spezifischen Wärme zu erhalten, wohl das folgende: Fig. 5 zeigt, daß zwei beliebige Drosselkurven mit wachsendem Druck sich immer mehr nähern. Die spezifischen Wärmen verhalten sich nun bei verschiedenen Drücken umgekehrt wie die Temperaturunterschiede, welche zwei Linien gleichbleibender Erzeugungswärme auf den Linien gleichbleibenden Druckes abschneiden. Entnimmt man also der Fig. 5 die Temperaturdifferenz ΔT zwischen zwei bestimmten Drosselkurven auf der Linie $p = 1$ at und entsprechend $\Delta T'$ auf der Linie bei p at, so gilt:

$$c_p' = 0{,}48 \frac{\Delta T}{\Delta T'} \quad \ldots\ldots \quad (9).$$

Dieses Verfahren ist von vornherein ebenso berechtigt wie das von Grindley und Grießmann, und es liegt meines Erachtens näher, den aus der Konvergenz der Drosselkurven zweifellos folgenden Zuwachs der spezifischen Wärme um beispielsweise 10 vH einer Drucksteigerung um das Vierfache als einer (absoluten) Temperatursteigerung um 3 vH zuzuschreiben.

Die nach Gl. (9) mit Hülfe einer Reihe von Drosselkurven erhaltenen Mittelwerte der spezifischen Wärme sind in der folgenden Zahlentafel in Spalte 3 eingetragen; Spalte 4 enthält die nach Gl. (5) berechneten Werte, Spalte 5 diejenigen nach Lorenz. Während die Angaben der Spalten 3 und 4 bei allen Drücken eine recht befriedigende Uebereinstimmung zeigen, weichen die Lorenzschen bei höheren Drücken erheblich von den ersteren ab.

Zahlentafel 9.

1	2	3	4	5
Druck kg/qcm	Mitteltemperatur °C	c_p (Grießmann)	c_p nach Gleichung (5)	c_p nach Lorenz
1	142	0,480	0,483	0,480
2	145	0,499	0,500	0,529
3	148	0,512	0,515	0,575
4	155	0,535	0,528	0,613
5	160	0,550	0,541	0,652
6	165	0,553	0,556	0,687

Zum Schluß möchte ich noch auf eine Erklärung dafür hinweisen, daß sich die spezifische Wärme der Dämpfe in der Weise verändert, wie oben besprochen worden ist. Man hat hierbei meines Erachtens zu unterscheiden zwischen Zuständen, für die man die Gültigkeit des Gasgesetzes

$$pv = BT$$

annehmen kann, und solchen in der Nähe der Kondensationsgrenze. Im ersteren Fall ist nach der benutzten Beziehung (3):

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial p}\right)_T = -AT\frac{\partial^2 v}{\partial T^2},$$

ohne weiteres klar, daß c_p unabhängig vom Druck sein muß,

[1]) Fortschritte der Physik, Bd. 46 II S. 371.

weil $\frac{\partial^2 v}{\partial T^2} = 0$ wird. Ein Wachstum der spezifischen Wärme mit der Temperatur, wie es durch die Versuche von Mallard und Le Chatelier[1]) sowie diejenigen von Langen[2]) wahrscheinlich gemacht ist, hat seine Ursache in intramolekularen Vorgängen, vielleicht auch in einer beginnenden Dissoziation. Nach den Anschauungen der physikalischen Chemie entspricht jedem Zustand eines Körpers eine bestimmte Anzahl dissoziierter Moleküle, die bei Zunahme der Temperatur wächst. Zur Zerlegung eines Teiles der Moleküle in ihre Bestandteile wird nun eine Energiezufuhr nötig sein, die sich in einem Wachstum der spezifischen Wärme mit der Temperatur äußert.

Durchaus verschieden hiervon ist aber die Ursache für die Veränderlichkeit von c_p in der Nähe der Sättigungsgrenze. Die hier auftretende Abweichung vom Verhalten eines vollkommenen Gases hat ihren Grund jedenfalls in den Anziehungskräften der Moleküle untereinander. Will man nun bei gleichbleibendem Druck die Temperatur erhöhen, so muß nicht nur für jeden Grad die lebendige Kraft der Moleküle um einen bestimmten Betrag erhöht, sondern es müssen auch diese anziehenden Kräfte überwunden werden. Dabei ist es gleichgültig, ob sie zu einer Gruppenmolekülbildung Anlaß geben oder nicht, jedenfalls vergrößern sie die zur Temperaturerhöhung um einen Grad nötige Energiezufuhr, es folgt also für c_p ein größerer Wert als im vollkommenen Gaszustand. Bei gleichbleibendem Druck nimmt der Einfluß der inneren Kräfte mit wachsender Ueberhitzung mehr und mehr ab; daher Abnahme der spezifischen Wärme mit wachsender Temperatur. Bei gleichbleibender Temperatur nimmt dagegen die Abweichung vom Gasgesetze mit wachsendem Druck zu und mit ihr die Energiezufuhr, die nötig ist, um die vergrößerte Anziehung der Moleküle zu überwinden; daher wächst die spezifische Wärme mit dem Druck. Es liegt allerdings diesen Schlüssen die Annahme zugrunde, daß bei gleichbleibendem Druck mit steigender Temperatur die Differenz $BT - pv$ abnimmt, d. h. mit wachsender Ueberhitzung die Abweichung vom Verhalten des vollkommenen Gases nicht nur im Verhältnis zu BT, sondern ihrem Absolutwert nach abnimmt. Diese Annahme muß man aber machen, wenn man für sehr hohe Ueberhitzungen das Gasgesetz als streng gültig betrachten will; sie wird jedoch nicht erfüllt durch alle Zustandsgleichungen von der Form

$$pv = BT - f(p).$$

Ein Wachstum der spezifischen Wärme mit der Temperatur unabhängig vom Druck läßt sich, soviel ich sehe, aus den anziehenden Kräften der Moleküle bei Zuständen in der Nähe der Kondensationsgrenze nicht wohl erklären.

[1]) Journal de Physique 1882.

[2]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens Heft 8 1903.

Aus den vorstehenden Erwägungen scheint sich mir die Folgerung ganz zwanglos zu ergeben:

Die spezifische Wärme des Wasserdampfes wächst mit dem Druck und nimmt mit steigender Temperatur ab.

Zusammenfassung der Ergebnisse des I. und II. Teiles.

1) Der überhitzte Wasserdampf zeigt bei unveränderlichem Volumen — in Uebereinstimmung mit den Gasen — nahezu vollkommene Proportionalität zwischen Druck und Temperatur. Der Spannungskoeffizient ist jedoch nicht wie bei den Gasen konstant, sondern nimmt bei abnehmendem spezifischem Volumen zu, so daß er bei 10 at ungefähr den Wert $\frac{1}{173}$ erreicht.

2) Die im obigen mitgeteilten Werte des spezifischen Volumens des gesättigten Wasserdampfes liegen näher an den von Zeuner-Regnault als an den von Battelli bestimmten; dabei liegen ihre absoluten Beträge zwischen den von diesen Forschern gefundenen.

3) Die Nähe der Kondensationsgrenze bringt kein besonders starkes Abweichen vom Verhalten eines vollkommenen Gases mit sich, vielmehr nimmt letzteres bei konstantem Volumen vom Sättigungszustand ab mit wachsender Ueberhitzung ganz allmählich ab.

4) Das Verhalten des trocken gesättigten und überhitzten Wasserdampfes nach unsern Messungen wird fehlerfrei wiedergegeben durch die Gleichung:

$$pv = BT - p(1 + ap)\left[C\left(\frac{373}{T}\right)^3 - D\right],$$

wobei

$$B = 47{,}10;\ a = 0{,}000002;\ C = 0{,}031;\ D = 0{,}0052$$

zu setzen und p in kg/qm, v in cbm/kg zu rechnen sind.

Für die meisten praktischen Rechnungen wird die Gleichung

$$pv = 47{,}10\ T - 0{,}016\ p$$

ausreichen, solange sie nicht für Zustände höherer Ueberhitzung verwendet wird.

5) Bezüglich der Frage nach der Veränderlichkeit der spezifischen Wärme des überhitzten Wasserdampfes folgt aus unsern Versuchen, dem Wesen nach in Uebereinstimmung mit den Messungen von Lorenz: c_p wächst mit dem Druck und nimmt mit steigender Temperatur ab. Zahlenmäßig ist allerdings nach Lorenz die Veränderlichkeit erheblich größer als nach unsern Messungen.

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 1681)

(hierzu Tafel 16)

32) $^6/_6$-gekuppelte Güterzuglokomotive (Bauart Mallet) der New York Central and Hudson River R. R.

Diese auf unserm Festlande, namentlich in Deutschland, Frankreich, Oesterreich-Ungarn und der Schweiz, für Gebirgstrecken schon seit vielen Jahren eingeführte Bauart war zwar von amerikanischen Lokomotivbaufirmen zu wiederholten Malen für Nebenbahnen in Mexiko angewandt worden, in den Vereinigten Staaten selbst aber hatte sie bis jetzt noch keinen Eingang gefunden. Die Baltimore and Ohio R. R. war die erste, die für den Schiebedienst auf ihren Gebirgstrecken in den Allegheny Mountains eine derartige Lokomotive bei der American Locomotive Co. in Auftrag gab.

Die Lokomotive ist in den Werken in Schenectady nach dem Entwurf von Francis J. Cole gebaut und in mancher Hinsicht bemerkenswert. Auf die außergewöhnlichen Abmessungen ist in der Einleitung zu den Güterzuglokomotiven schon hingewiesen.

Die Vorteile der Anordnung der Dampfmaschine in getrennten Rahmen, von denen der vordere, mit den Niederdruckzylindern ausgerüstete, um zwei am hinteren Ende gelegene Zapfen drehbar ist, sind bekannt, ebenso wie die Nachteile, die bei den großen Abmessungen der Dampfmaschine nur um so fühlbarer werden. Da die beiden Triebwerke der Mallet-Anordnung nicht miteinander gekuppelt

werden können, so wäre bei gleichgerichteten Kurbeln eines und desselben Triebwerkes und gleichzeitiger gegenseitiger Versetzung der Kurbeln verschiedener Triebwerke um 90° das Anfahren nicht gewährleistet, da dieser Phasenunterschied in der Kurbelstellung durch Schleudern eines Triebwerksatzes jederzeit aufgehoben werden könnte. Es ist deshalb notwendig, die Kurbeln eines und desselben Triebwerkes um 90° gegeneinander zu versetzen. Die sel und Rahmen es sehr erschwert hätten, die innen liegende Stephenson-Steuerung unterzubringen. Namentlich für die Hochdruckzylinder war jede innen liegende Steuerung schon durch die Ausbildung des Aschkastens ausgeschlossen.

Einen Begriff von den gewaltigen Abmessungen und der Gesamtanordnung ergibt die photographische Abbildung Fig. 501 sowie Tafel 16.

Der Kessel, Fig. 502 und 503, gehört der Straight-Type an,

Fig. 501.

6/6-gekuppelte Güterzuglokomotive (Bauart Mallet) der New York Central and Hudson River R. R.

d. h. alle drei Schüsse sind zylindrisch, nach vorn verjüngt und teleskopartig ineinander geschoben. Die Kesselbleche sind entsprechend dem hohen Dampfdruck von 16,5 at 25,4 mm stark. Die 436 Siederöhren haben eine Länge von 6405 mm und einen Durchmesser von 57,2 mm.

Folge davon sind starke drehende Bewegungen des vorderen beweglichen Rahmens, die um so größer sind, je größer die Kolbenkräfte und der Abstand der Niederdruckzylinder von der Längsachse der Maschine und je geringer die Massen des beweglichen Rahmens sind. Bei einem Zylinderdurchmesser von 812 mm, einer Kesselspannung von 16,5 at und einem Hebelarm der Kolbenkräfte von 2184 mm sind die Drehmomente naturgemäß sehr groß.

Damit schlingernde Bewegungen des Drehgestelles unter dem Einfluß dieser Kräfte nach Möglichkeit gedämpft werden, sind zwischen der Rauchkammer und dem vorderen Teil des Gestelles Federbremsen eingeschaltet, die den Drehmomenten, hervorgerufen durch die Kolbenkräfte der Niederdruckzylinder, einen bestimmten Widerstand entgegensetzen, ohne die Kurvenbeweglichkeit zu hemmen. Aehnliche Dämpfer finden sich bei den Rimrott-Lokomotiven der preußischen Staatseisenbahn.

Bemerkenswert ist ferner, daß diese Lokomotive als erste in den Vereinigten Staaten mit Heusinger-Steuerung oder, wie sie in Amerika nach ihrem Einführungsnamen in Belgien genannt wird, mit Walschaert-Steuerung ausgerüstet ist; das war im vorliegenden Fall wohl insofern durch die Konstruktion geboten, als die Ueberführung des Aufnehmerrohres von den Hochdruck- nach den Niederdruckzylindern und die erforderlichen kräftigen Verbindungsstücke zwischen Kes-

Die Feuerbüchse ist im Lichten 2,745 m lang und 2,535 m breit. Die Feuerbüchsdecken steigen nach vorn mäßig an, die Feuerbüchsrückwand dagegen ist zwecks guter Verteilung des Kesselgewichtes auf die beiden hintersten Treibachsen stark geneigt. Die Bleche der Feuerbüchse sind ebenfalls mit Rücksicht auf den hohen Dampfdruck sehr dick. Seitenwände und Decke bestehen beim Feuerbüchsmantel aus einem Blech, bei der inneren Feuerkiste dagegen aus drei Blechen. Die Bleche des Feuerbüchsmantels sind durchweg 15,9 mm dick, diejenigen der Rückwand und Seitenwände der inneren Feuerkiste 9,5 mm. Das Blech für die Feuerkistendecke ist 11,1 mm, die hintere Rohrwand 12,7 mm dick.

Fig. 502 und 503. Lokomotivkessel.

Fig. 504 und 505. Hauptrahmen.

Die Feuerbüchse ist durch radial gerichtete Stehbolzen verankert. Die beiden vordersten Reihen der Deckenverankerung sind in der üblichen Weise beweglich, Fig. 502 und 503. In der Länge ist die Feuerbüchse sehr sorgfältig verankert, und zwar mit 22 Ankern zwischen Feuerbüchsrückwand und Decke nebst Seitenwänden des Feuerbüchsmantels, 4 Ankern zwischen Feuerbüchsrückwand und dem dritten Kesselschuß und 14 Ankern zwischen Feuerbüchsrückwand und den Seitenwänden der inneren Feuerkiste. Die Decke des Feuerbüchsmantels ist außerdem an der Ausstelle, wo die Sattelstücke zur Auflage des Kessels auf dem Rahmen befestigt werden, besondre Versteifungsbleche von 25,4 mm Dicke.

Die Rauchkammer ist 2083 mm lang und weist 12,7 mm Blechdicke auf. Die untere Hälfte ist bis über die Längsachse herauf durch ein zweites Blech von 9,5 mm verstärkt.

Der Aschkasten mußte infolge der außergewöhnlich breiten seitlichen Ausladung sehr stark eingezogen werden und ist außerdem durch die sechste Treibachse in zwei trichterförmige Teile zerschnitten. Die Luftzufuhr durch je eine

Fig. 508 und 509. Querträger *M* und Sattel *N* des vorderen Rahmens.

schnittstelle für die Pfeife und das Sicherheitsventil mit einem 15,9 mm dicken Blech von innen unterlegt.

Die hintere Rohrwand ist gegen den dritten Kesselschuß durch 17 kurze Längsanker abgesteift. Die vordere Rohrwand, welche 19,1 mm Dicke hat, ist durch 26 Längsanker mit dem vordersten Kesselschuß und durch 4 Längsanker mit dem mittleren Kesselschuß verbunden.

Zur Versteifung der Kesselschüsse dienen noch drei Querplatten, die in Fig. 502 mit *A*, *B* und *C* bezeichnet und in der Tafel dargestellt sind. Der erste und zweite Kesselschuß haben außerdem am Boden, und zwar an der

Oeffnung in der Vorder- und Hinterwand des Aschkastens war für die große Rostfläche nicht ausreichend; es war deshalb erforderlich, zwischen dem Bodenring der Feuerbüchse und der Oberkante des Aschkastens seitliche Klappen auf die ganze Länge der Feuerkiste anzuordnen, die vom Führerstand aus mittels Hebelübersetzung bewegt werden können. Die Anordnung dieser Seitenklappen ist von der Beschreibung der andern Lokomotiven her bekannt.

Für die Beschickung der breiten Feuerkiste sind zwei länglichrunde Feuertüren von 489 × 337 mm lichter Oeffnung vorgesehen. Das Feuerloch wird, wie Fig. 502 zeigt, durch

Fig. 506 und 507. Vorderer Rahmen.

eine Umbörtelung der beiden Feuerbüchsbleche nach rückwärts und einen aufgelegten kräftigen Brandring eingefaßt. Diese in Amerika früher sehr beliebte Ausbildung des Feuerloches wird heutzutage nur noch selten verwendet.

Bei der Anordnung des Rahmens ist zu unterscheiden zwischen dem Hauptrahmen, welcher die drei hinteren Treibachsen nebst den beiden Hochdruckzylindern aufnimmt und mit dem Kessel verbunden ist, und dem vorderen beweglichen Rahmen, der die drei vorderen Treibachsen nebst den beiden Niederdruckzylindern trägt und mit dem Hauptrahmen am hinteren Ende drehbar verbunden ist.

Beide Rahmen bestehen aus Stahlguß und haben am vorderen Ende ein abschraubbares oberes Gabelstück, um die zweiteiligen Sattelstücke nebst Zylindern in den Rahmen einbringen zu können.

Die Einzelheiten des Hauptrahmens ergeben sich aus Fig. 504 und 505, diejenigen des vorderen beweglichen Rahmens aus Fig. 506 und 507. Die Querversteifungen und die Verbindungen der Rahmen mit dem Kessel sind entsprechend den großen Gewichten und hohen Beanspruchungen der Konstruktionsteile sehr kräftig.

Fig. 510 bis 515. Querträger R und Sattel S des vorderen Rahmens.

Der Hauptrahmen wird vorn durch das zweiteilige Hochdruckzylinder-Gußstück nebst dem aufgeschraubten Sattelstück aus Gußstahl G, s. Tafel 16, hinten durch die Gußstahl-Pufferbohle zusammengehalten. Zur weiteren Querversteifung sind Gußstahlstücke angebracht, die gleichzeitig zur Unterstützung des Langkessels und der Feuerbüchse dienen. Hierher gehört der Stahlguß-Querträger D, Tafel 16, für die Kreuzkopf-Geradführung, an dessen oberen Lappen die beiden Bleche befestigt sind, welche den Kessel unmittelbar vor der Feuerkiste stützen. Die Gußstahlböcke E und F, die zur Auflagerung der Feuerbüchse vorn und in der Mitte dienen, ergeben weitere Versteifungen des oberen Rahmenbarrens. Eine kräftige Querverbindung für den Hauptrahmen bildet endlich die Gußplatte zur Unterstützung des Hinterteiles der Feuerbüchse, die an der Stirnwand der Bufferbohle befestigt ist.

An der Stirnwand des Zylindergußstückes und dem Rahmen sind zwei Stahlgußstücke H und I befestigt, die als Lager für die Drehzapfen des beweglichen Vorderrahmens dienen. Die Lager für die Zapfen sind mit eisernen Ringen ausgebüchst, die im Einsatz gehärtet sind.

In gleich kräftiger Weise sind die Querverbindungen des beweglichen Vorderrahmens durchgeführt. Dieser wird vorn von der Stahlguß-Bufferbohle und dem unmittelbar dahinterliegenden Gußstück des Niederdruckzylinders, am hinteren Ende durch den Stahlgußquerträger *K* zusammengehalten, der zur Aufnahme der beiden Gußstahlösen *L* für die Drehzapfen dient. Die Gußstahlösen greifen zwischen die gabelförmig ausgebildeten Zapfenlager des Hauptrahmens und sind in derselben Weise ausgebüchst wie diese. Der Drehzapfen ist ebenfalls im Einsatz gehärtet und wird mittels Unterlagscheibe und Keil in den Lagern gehalten.

Eine weitere Querversteifung gibt zunächst der Stahlgußquerträger *M* ab, der gleichzeitig, wie die Einzeldarstellung in Fig. 508 zeigt, für die Befestigung der Kreuzkopfgeradführung und für die Auflagerung der Rauchkammer vorgesehen ist. In der Mitte hat die Gußplatte eine runde Aussparung zur Durchführung des Verbinderdampfrohres.

Auf diesem Querträger ruht das an der Rauchkammer befestigte Sattelstück, das aus zwei Teilen besteht, dem eigentlichen Sattel *N*, Taf. 16, und dem damit verschraubten Gleitstück nebst Rückstellvorrichtung *O*. Alle diese Teile bestehen aus Gußstahl. Die Einzelheiten des Sattels und der Rückstellvorrichtung ergeben sich aus Fig. 508 und 509.

Das Gehäuse der Rückstellvorrichtung ist mit seinen oberen Flanschen am Sattelstück befestigt und ruht mit seinen unteren Flanschen auf dem Stahlgußquerträger *M* des Rahmens, und zwar so, daß bei einer Drehung des Rahmens in den Kurven der Stahlgußquerträger unter dem Gehäuse der Rückstellvorrichtung gleitet. Zu dem Ende ist die Unterseite dieses Gehäuses in der wiedergegebenen Weise mit Schmiernuten ausgerüstet.

Die Rückstellvorrichtung besteht aus zwei Paaren von je zwei einander zentrisch umschließenden Federn, die sich mit ihren inneren Enden gegen eine in der Mitte des Gehäuses beweglich gelagerte Platte und mit ihren äußeren Enden gegen ähnliche Druckplatten legen. Diese Platten haben entsprechende Vorsprünge, um die unter Pressung eingebrachten Federn in richtiger Lage zu halten. Die äußeren Platten endigen in kegelförmig ausgebohrten Druckpfannen, gegen welche sich Druckstangen Fig. 508 lagern. Diese Druckstangen sind wagerecht drehbar in Böcken gelagert, die mit dem Stahlgußquerträger *M* und somit auch mit dem Vorderrahmen fest verbunden sind. Jede ruckende Drehung des Vorderrahmens, insbesondre die schlingernde Bewegung infolge der Kurbelversetzungen, wird somit durch die Druckstangen auf die Druckpfannen und durch diese auf die Federn übertragen und durch letztere gedämpft. Um die Elastizität der Federn möglichst groß zu machen, sind statt einer Feder mit großem Querschnitt zwei Federn mit kleinem Querschnitt ineinander gelegt.

Zur Querversteifung des Vorderrahmens dient endlich noch der Stahlgußquerträger *R*, dessen Einzelheiten in Fig. 510 bis 515 abgebildet sind. Er hat in der Mitte ebenfalls eine kreisrunde Oeffnung zur Durchführung des Verbinderdampfrohres und darunter zu beiden Seiten zwei kleinere Oeffnungen für die Bremsgestänge.

Auch dieser Querträger dient gleichzeitig als Unterstützung des Kessels, und zwar des vordersten Schusses. Zu diesem Zweck ist der Kessel an dieser Stelle mit dem üblichen Sattelstück *S* ausgerüstet, dessen konstruktive Durchbildung in Fig. 510 bis 515 gegeben ist. Mit diesem Sattelstück ist das Gußstück *T* verschraubt, das auf dem Stahlgußquerträger *R* aufruht, und gegen das sich der letztere bei Drehbewegungen des Vorderrahmens verschiebt.

Zwischen den Gußstücken *R* und *T* ist eine schmiedeiserne, im Einsatz gehärtete Platte von 57,2 mm mittlerer Dicke eingelegt, deren untere Fläche nach einem Halbmesser von 2134 mm abgerundet, und deren Lage auf dem Gußstück *R* durch zwei runde Federn in entsprechenden Nuten gesichert ist. Auf dieser Platte ruht das Gußstück *T* mittels einer Messingplatte, deren untere Fläche die erforderliche Anzahl von Schmiernuten enthält.

An dieser Auflagerstelle des Kessels auf dem Rahmen

Fig. 516 bis 520.

Hochdruckzylinder.

ist die Hubbegrenzung für den Ausschlag des beweglichen Rahmens angebracht. Sie besteht aus einer gußeisernen Platte, die durch einen entsprechenden wagerechten Schlitz in der Mitte des Gußstückes hindurchgreift und durch Schrauben mit dem Querstück *R* fest verbunden ist. Der größte Ausschlag beträgt nach jeder Seite 125 mm.

Auffallend ist, daß keine Vorkehrungen getroffen sind, um heftige Stöße gegen die Bufferbohle nicht durch die Zapfen und Lager der Drehpunkte allein, sondern auch durch besonders für diesen Zweck angebrachte Bufferplatten zwischen dem beweglichen Rahmen und dem Hauptrahmen aufzufangen. Die Zapfen von 114 mm Dmr. und noch mehr die Stahlgußlager sind nicht imstande, selbst mäßigen Zusammenstößen zu widerstehen.

Um störende Bewegungen des vorderen Rahmens zu dämpfen, sind zwischen Hauptrahmen und beweglichem Rahmen beiderseits kräftige Zugstangen eingebaut, die durch Muttern und Gegenmuttern festgestellt sind.

Die konstruktive Durchführung der Gußstücke für die Hoch- und Niederdruckzylinder ist in Fig. 516 bis 525 gegeben. Beide Gußstücke sind in der üblichen Weise durch eine senkrechte Trennungsfuge in zwei Teile geteilt, von denen jede aus einem Zylinder nebst dem zugehörigen Schiebergehäuse besteht.

Bemerkenswert ist zunächst, daß das Hochdruckzylinder-Gußstück, wie Fig. 516 bis 520 zeigen, nicht symmetrisch geteilt ist, und zwar mit Rücksicht darauf, daß das von den Hochdruckzylindern nach den Niederdruckzylindern führende Aufnehmerrohr wegen seiner Kurvenbeweglichkeit in die Längsachse der Lokomotive verlegt werden mußte und demgemäß nicht geteilt werden konnte. Die Trennungsfuge für das Hochdruckzylinder-Gußstück fällt somit nicht mit der senkrechten Kesselachse zusammen, ist vielmehr nach der rechten Maschinenseite gerückt, so daß der Flansch für das Ueberströmrohr mit dem linken Zylindergußstück vereinigt ist.

Im oberen Teil des linken Gußstückes befindet sich das Wechselventil, das in der Anfahrstellung Frischdampf von verminderter Kesselspannung in die Niederdruckzylinder überleitet und den Auspuffdampf der Hochdruckzylinder durch ein besondres Dampfrohr auf der linken Seite der Maschine nach der Rauchkammer führt, Taf. 16.

Die beiden Gußstücke für die Niederdruckzylinder sind dagegen durchaus symmetrisch gestaltet, Fig. 521 bis 525.

Die Hochdruckzylinder werden durch Rundschieber, die Niederdruckzylinder durch Flachschieber gesteuert. Die Hochdruckschieber haben innere Einströmung und äußere Ausströmung, die Niederdruckschieber äußere Einströmung und innere Ausströmung. Die Stopfbüchse des Hochdruckschiebers — die Schieberstange ist nicht beiderseitig durchgeführt — steht somit nur unter dem Druck des Ueberströmdampfes. Beide Schieber — für Hochdruck wie für Niederdruck — sind aus Gußeisen hergestellt. Für die Niederdrucksteuerung ist der Tricksche Kanalschieber zur Anwendung gekommen.

Fig. 521 bis 525. Niederdruckzylinder.

Die Hochdruckschiebergehäuse sind mit gußeisernen Büchsen von 12,7 mm Wandstärke, Fig. 519, ausgelegt. Die äußeren Durchmesser der Hochdruckschieber betragen 253,6 mm. Die federnden Gußeisenringe haben ⅂-förmigen Querschnitt. Die Befestigung der Schieberbüchsen im Gehäuse durch Sicherungsschrauben ergibt sich aus Fig. 519.

Sämtliche Zylinder sind ausgebüchst, und zwar die Hochdruckzylinder mit Büchsen von 15,9 mm Wandstärke, die Niederdruckzylinder mit solchen von 19 mm Wandstärke.

Die Dampfleitung ist in folgender Weise durchgeführt. Der Frischdampf wird zunächst vom Regler beiderseitig außerhalb des Kessels unmittelbar senkrecht hinunter nach den Schiebergehäusen der Hochdruckzylinder geführt, s. Taf. 16.

Der aus den Hochdruckzylindern austretende Dampf vereinigt sich in einem an der Hinterwand der Hochdruckzylinder-Gußstücke angebrachten Verbindungsrohr, Fig. 526 und 527, dessen Flansche gegen die Mündungen *a* der Dampfröhren in den Gußstücken, Fig. 517 und 518, durch gußeiserne Linsen abgedichtet sind.

Die Einzelheiten des Ueberströmrohres ergeben sich aus Fig. 528. Es ist um ein Kugelgelenk beweglich, dessen Drehpunkt sich unmittelbar hinter der Drehachse des vorderen Rahmens befindet. Das Ueberströmrohr besteht aus vier Teilen, die durch gußeiserne Linsen gegeneinander abgedichtet sind. Das hinterste Stück ist in das gußeiserne Kugelgelenkstück eingeschraubt, das durch eine Metallstopfbüchse

Fig. 526 und 527.

Verbindungsrohr an den Hochdruckzylindern.

Fig. 528. Ueberströmrohr.

Die getrennten Rohre für den Auspuffdampf der Niederdruckzylinder vereinigen sich noch innerhalb des Gußstückes zu einem gemeinsamen Flansch, Fig. 521. Auf diesem sitzt zunächst ein gußeisernes Kniestück, in welchem sich das aus Messing angefertigte Ausströmrohr mittels eines Kugelgelenkes bewegt, Fig. 532. Das Kugelgelenkstück besteht aus Gußeisen und hat nach rückwärts einen rohrförmigen Ansatz, in welchem sich das Ausströmrohr in seiner Längsachse verschieben kann. Zur Abdichtung dient eine Stopfbüchse mit Vulkanasbest. Das Ausströmrohr ist an diesem Ende auf eine Länge von 533,4 mm durch einen Messingmantel verstärkt, der am vorderen Ende durch sechs versenkte Niete befestigt und am hinteren Ende mit dem Ausströmrohr verlötet ist.

Das Ausströmrohr mündet in ein zweites Knierohr, das am tiefsten Ende der Rauchkammer sitzt. Es ist auch an dieser Stelle in einem Kugelgelenkstück gelagert, in welchem es durch Umbörteln des hinteren Endes sowie durch Verlöten befestigt ist.

Auf dem Kniestück sitzt innerhalb der Rauchkammer das Auspuffrohr, das aus zwei Teilen besteht, einem kurzen zylindrischen und einem längeren kegelförmigen Teil, Fig. 533 bis 536. In die Mündung des letzteren ist das nach oben verengte Blasrohr eingesetzt, das durch zwei Klemmschrauben festgehalten wird.

Der obere Teil des Auspuffrohres wird von dem Ausströmrohr für den Auspuffdampf aus dem Hochdruckzylinder bei Zwillingswirkung zylindrisch umgeben. Dasselbe Rohr wird als Hülfsbläser benutzt.

Wie schon oben erwähnt, ist für die Hochdruckzylinder und für die Niederdruckzylinder die Heusinger-Steuerung zur Anwendung gekommen. Die Ausführung der einzelnen Teile ist der bei uns seit vielen Jahren eingeführten Bauart durchaus nachgebildet, so die Schwinge nach der v. Borriesschen Konstruktion. Eine Abänderung findet sich nur in der Schieberstangenführung insofern, als sie nicht, wie bei uns all-

mit Hanfpackung abgedichtet und mit der nötigen Schmiervorrichtung versehen ist. Das vordere Stück bewegt sich teleskopartig in dem Kreuzstück, Fig. 529 bis 531, das den Dampf nach den beiden Niederdruckzylindern verteilt und das Verbinderrohr muffenförmig in der Weise umschließt, daß es sich bei Drehbewegungen des Vorderrahmens in dem Kreuzstück frei hin- und herschieben kann. Diese Längsverschiebbarkeit ist erforderlich, da der Drehpunkt des Ueberströmrohres mit dem Drehpunkt des beweglichen Rahmens nicht zusammenfällt. Zur Dichtung dient an dieser Stelle die gewöhnliche Stopfbüchse. Das gußeiserne Kreuzstück ist durch einen zweiteiligen Mantel, der ebenfalls aus Gußeisen besteht, gegen Abkühlung geschützt. Für die Abdichtung gegen die Flansche der Niederdruckzylinder-Gußstücke sind gußeiserne Linsen verwendet.

Fig. 529 bis 531. Kreuzstück.

Fig. 533 bis 536. Ausströmrohr.

Fig. 532. Ausströmrohr.

Fig. 537.
Schieberstangenführung.

gemein üblich, zylindrische, sondern prismatische Form, Fig. 537, erhalten hat, und zwar, um der Steuerung größere Seitensteifigkeit zu verleihen. Diese Formgebung erschwert die genaue Ausführung erheblich und hat sich außerdem bei uns als nicht erforderlich erwiesen.

Für die Umsteuerung sind zwei verschiedene Händel vorgesehen, von denen das eine für Umsteuerung von Hand, das andre für Umsteuerung durch Preßluft dient. Zum letzteren Zweck ist an der rechten Maschinenseite unterhalb des Führerhauses ein Preßluftzylinder mit Kolbenstange zum Bewegen der Steuerung und davor ein Oelzylinder zum Festhalten der Steuerung in der jeweiligen Lage angebracht.

Der Verbindungshebel zwischen der durchlaufenden Steuerstange und der Schieberschubstange muß für die Niederdrucksteuerung ein Gelenk besitzen, um den Drehbewegungen des vorderen Rahmens folgen zu können. Um bei Ausschlägen Fehler in der Steuerung zu vermeiden, hat dieser Verbindungshebel eine erhebliche Länge erhalten.

Die Triebwerkteile, namentlich die Schubstangen, sind auch bei dieser Maschine schwer und demzufolge auch die Gegengewichte in den Treibrädern groß.

Der Radstand beträgt für jeden der beiden Treibradsätze 3048 mm; der Zwischenraum zwischen den einzelnen Rädern ist somit bei einem Raddurchmesser von 1425 mm sehr gering. Demgemäß ist auch der Platz für die Unterbringung der Bremsklötze beschränkt.

Die Anordnung der Tragfedern und Ausgleichhebel ergibt sich aus Taf. 16. Sämtliche Federn eines Triebachssatzes sind untereinander durch Ausgleichhebel verbunden, so daß jeder Rahmen in vier Punkten, die ganze Lokomotive also in acht Punkten gestützt ist.

Für jeden Treibachssatz ist ein Sandstreuer vorhanden, welcher Sand vor die vordere und hinter die hintere Treibachse führt.

Sämtliche sechs Treibachsen werden einseitig gebremst. Für jeden Satz sind zwei nebeneinander liegende Bremszylinder vorgesehen.

Das Führerhaus ist sehr geräumig, die Aussicht auf die Strecke vom Führerstand aus dagegen durch den großen Kesseldurchmesser und namentlich durch die Lage des Dampfeinströmrohres für die Hochdruckzylinder erheblich eingeschränkt. Der Stand für Führer und Heizer ist gegen die Befeuerungsplattform erhöht.

Die Saug- und Schlabberrohre der beiden Injektoren sind an der Feuerbüchsrückwand angebracht und um die beiden Feuertüren herumgelegt, wie Taf. 16 zeigt.

Durch die Vorderwand des Führerhauses führt beiderseitig eine kleine Tür auf die Plattformen hinaus, die die Lokomotive auch während der Fahrt mit Sicherheit auf ihre ganze Länge begehbar macht.

Der Tender führt mit Rücksicht auf die Verwendung der Lokomotive im Verschiebedienst die für ihre gewaltigen Abmessungen verhältnismäßig kleine Menge von 11,8 t Kohle und 22,7 cbm Wasser mit sich. Die Form des Kohlenbehälters und des Wasserkastens entspricht der bei der preußischen Staatsbahn üblichen Bauart. (Schluß folgt.)

Die Kreisel und ihre Leistungen.

Auf S. 807 dieses Jahrganges der Zeitschrift habe ich unter obigem Titel Versuchsmaterial über Kreisel mit Angabe der Konstruktionselemente veröffentlicht. Die Ergebnisse der Versuche stimmen in keiner Weise mit der bisher üblichen Berechnung überein, und ich habe eine auf andrer Anschauung beruhende Theorie der Zentrifugalpumpen vorgelegt, deren Anwendung auf Versuche eine leidliche Uebereinstimmung ergeben hat.

Dieser Theorie tritt auf S. 1060 Hr. Prof. Bánki entgegen, indem er durch Berichtigung der Zeunerschen Formeln und Aenderung der Koeffizienten diese Formeln für die vorgelegten Konstruktionen geeignet machen will, ferner auf S. 1259 Hr. Prof. Escher. Hier wird behauptet, meine Voraussetzungen könnten nicht richtig sein, da die Bewegungsenergie der absoluten Austrittgeschwindigkeit plus Förderarbeit größer sei als die vom Kreisel tatsächlich verbrauchte Arbeit. Da die Bewegungsenergie aber allen bisherigen Annahmen nach ganz oder teilweise in Förderarbeit umgesetzt wird, ist mir diese Gegenüberstellung nicht verständlich.

Ueber den Wirkungsgrad dieser Umsetzung liegen exakte Versuche noch nicht vor, und es wartet diese Aufgabe wie viele andre der Hydraulik noch der Lösung.

Im nachstehenden werde ich mir gestatten, die von mir angewandte Theorie in allgemeinen Zügen wiederzugeben; es wird sich hierbei zeigen, inwieweit sie imstande ist, das Verhalten der Zentrifugalpumpen zwanglos zu erklären.

Die Voraussetzungen sind wie auf S. 809 angegeben: Das Rad wirkt auf das durchströmende Wasser in radialer Richtung durch die Zentrifugalkraft, in tangentialer Richtung durch die Komponente der **absoluten** Austrittgeschwindigkeit in dieser Richtung. Diese beiden Wirkungen in Druckhöhe ausgedrückt habe ich mit h_c und h_a bezeichnet und die ganze Hubhöhe $H = \psi (h_c + h_a)$ gesetzt. Der Koeffizient ψ ist dann der hydraulische Wirkungsgrad und soll, solange die auch nur annähernde Berechnung der positiven und negativen Einzelwiderstände nicht möglich ist, deren Summe umfassen.

Ein gegebener Kreisel wird bei einer gegebenen Hubhöhe H nur **eine** Geschwindigkeit haben, bei welcher der Eintritt des Wassers in das Rad stoßfrei erfolgt; für alle andern Geschwindigkeiten wird ein Eintrittstoß vorhanden sein.

Bei den untersuchten Kreiseln war in keinem Fall die Geschwindigkeit des stoßfreien Eintrittes erreicht, und der Eintrittstoß wirkte hemmend auf das Rad. Die Stoßwirkung, ausgedrückt durch die Höhe h_e, wird daher von der Umtriebmaschine unmittelbar geleistet, und man erhält die zur Förderung aufzuwendende Arbeit durch

$$Z = \varphi (h_e + h_c + h_a) \, 1000 \, Q \text{ mkg}.$$

φ ist der mechanische Wirkungsgrad, und der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{\psi (h_c + h_a)}{\varphi (h_e + h_c + h_a)}.$$

Steigt die Umfangsgeschwindigkeit über die des stoßfreien Eintrittes, so wird die Wirkung des Eintrittstoßes eine andre — er wirkt treibend auf das Rad, und es ist zu setzen:

$$H + h_e = \psi (h_c + h_a); \qquad H = \psi \left(h_c + h_a - \frac{h_e}{\psi} \right)$$

$$\eta = \frac{\psi \left(h_c + h_a - \frac{h_e}{\psi} \right)}{\varphi (h_c + h_a)}.$$

Betrachtet man zunächst die hydraulische Leistung ohne Rücksicht auf h_e, so ist nach Gl. (5) auf S. 812

$$\frac{2 g H}{\psi} = 2 g (h_c + h_a) = u_2^2 \left(2 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) - 4 u_2 Q \left(\frac{A}{r_2} + \frac{a}{2} \right) + Q^2 (2 B + a^2).$$

Setzt man noch $2 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 = X$, $2 \left(\frac{A}{r_2} + \frac{a}{2} \right) = Y$ und $2 B + a^2 = Z$, so ist

$$\frac{2 g H}{\psi} = X u_2^2 - 2 Y u_2 Q + Z Q^2$$

und

$$Q = + \frac{Y}{Z} u_2 \mp \sqrt{\frac{2 g H}{\psi Z} - \left(\frac{X}{Z} - \frac{Y^2}{Z^2} \right) u_2^2}.$$

Das erste Glied rechts ist die Gleichung einer Geraden, welche durch den Anfangspunkt der Koordinaten geht und mit der Abszissenachse einen Winkel γ einschließt, dessen Tangente $= \frac{Y}{Z}$ ist. Das zweite Glied ist die Mittelpunktglei-

chung einer Ellipse. Q ergibt sich aus den von der Linie Od, Fig. 1, nach unten abgetragenen Ordinaten der Ellipse und wird erst von c ab positiv, d. h. erst bei einer Geschwindigkeit größer als Oc ist Förderung möglich; bei kleinerer Geschwindigkeit oder umgekehrter Drehung (u_2 negativ) läuft Wasser durch das Rad zurück.

Ueberschreitet u_2 die Größe Ob, so hört damit die Förderung nicht auf, aber sie ist nicht mehr möglich für das bisher als konstant angenommene H. Die Summe von $h_e + h_a$ wird größer als $\frac{H}{\psi}$, und der Ueberschuß geht in Wirbelungen und im Aufwerfen des Wassers nutzlos verloren. Für $u_2 = Ob_1$ wird $Q = b_1 d_1 = Ob_1 \operatorname{tg} \gamma$, und man erhält die Höhe H, welche sich nun einstellt, aus $\frac{2\,g\,H}{\psi} = \left(X - \frac{Y^2}{Z}\right) u_2^2$.

Fig. 1.

In Wirklichkeit verläuft der Vorgang nicht nach vorstehender theoretischer Betrachtung, da, ehe die Geschwindigkeit Ob erreicht wird, die Geschwindigkeit des stoßfreien Eintrittes überschritten sein muß; dann kommt die durch h_e bezeichnete Stoßwirkung zur Geltung, und es ändert sich von da die Gleichung für Q.

Auf der Strecke $u_2 = Oc$ bis $u_2 = Ob$, welche (ohne Berücksichtigung von h_e) die regelrechte Förderung darstellt, sind 4 Punkte von besondrer Bedeutung:

1) Der Beginn der Förderung beim Anlassen des Kreisels. Die Geschwindigkeit hierfür ist nicht $= Oc$, sondern größer. Förderung tritt erst dann ein, wenn der Druck des im Kreisel umlaufenden Wassers dem Druck der Förderhöhe das Gleichgewicht hält, es ist:

$$u_a^2 = \frac{2\,g\,H}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} = \frac{2\,g\,H}{X - 1}.$$

2) Das Ende der Förderung beim Abstellen des Kreisels. Es ist $Q = 0$ zu setzen und somit

$$u_0^2 = \frac{2\,g\,H}{\psi\,X}, \quad u_0 = Oc.$$

Da für das Ende der Förderung $\psi = 1$ gesetzt werden darf, ist $u_0 < u_a$.

3) Das Ende der regelrechten Förderung. Es wird $Q = \frac{Y}{Z} u_2$ und

$$\frac{2\,g\,H}{\psi\,Z} - \left(\frac{X}{Z} - \frac{Y^2}{Z^2}\right) u^2_{\max} = 0,$$

$$u_{\max} = \frac{2\,g\,H}{\psi\left(X - \frac{Y^2}{Z}\right)}, \quad u_{\max} = Ob.$$

4) Die Geschwindigkeit des stoßfreien Eintrittes. Hierfür muß sein (Fig. 2): $\frac{u_1}{c_1} = \operatorname{tg} \alpha_1$,

$$Q_m = F_1 c_1, \quad u_1 = u_2 \frac{r_1}{r_2}, \quad Q_m = u_m \frac{r_1}{r_2} \frac{F_1}{\operatorname{tg} \alpha_1}.$$

Setzt man

$$\frac{r_1}{r_2} \frac{F_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} = W,$$

so wird

$$u_m\left(W - \frac{Y}{Z}\right) = -\sqrt{\frac{2\,g\,H}{\psi\,Z} - \left(\frac{X}{Z} - \frac{Y^2}{Z^2}\right) u_m^2},$$

$$u_m^2 = \frac{2\,g\,H}{\psi\,(X - 2\,W\,Y + Z\,W^2)}.$$

Für Kreisel mit nach vorn gebogenen Schaufeln wird $u_m < u_a$; der Kreisel muß daher beim Anlassen eine größere als die normale Geschwindigkeit erhalten. Für diese Kreisel wird die Strecke cb (u_0 bis $u_{\max}$) klein; sie sind gegen Geschwindigkeitsänderungen sehr empfindlich und zeigen am ersten die als »Abschnappen« bekannte Erscheinung. Diese wird aber nur bei solchen Zentrifugalpumpen eintreten, bei denen der Ausguß frei über dem Wasserspiegel des Behälters oder der Abflußrinne liegt.

Bei den von mir untersuchten Kreiseln, die ohne Druckrohr in dem als unbegrenzt anzunehmenden Oberwasser liegen, konnte ich das »Abschnappen« niemals beobachten. Beim Vermindern der Geschwindigkeit nahm die Förderung stetig ab und ging schließlich in Zurückfließen des Oberwassers über; es war — wenigstens annähernd — möglich, die Geschwindigkeit für das Ende der Förderung zu bestimmen.

Aus Fig. 1 geht hervor, daß eine Förderung nur möglich ist, wenn der $\measuredangle\,\gamma > 0$, also auch $\frac{Y}{Z} > 0$ ist. Z ist stets positiv, es kann aber

$$Y = \frac{2}{r_2} \int \frac{\operatorname{tg} \alpha}{F\,r}\,d\,r + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{F_2}$$

null und sogar negativ werden, und zwar wenn $\operatorname{tg} \alpha_2$ negativ wird, was bei nach vorn gebogenen Schaufeln eintritt. Der Kreisel ist theoretisch unbrauchbar für

$$\frac{2}{r_2} \int \frac{\operatorname{tg} \alpha}{F\,r}\,d\,r = -\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{F_2}.$$

Fig. 2. Fig. 3.

Die Formel besagt das, was bisher mehr gefühlt als bewiesen war, daß $-\alpha_2$ nicht sehr groß werden darf, und sie gestattet, den Grenzwert zu berechnen.

Der Zusammenhang zwischen Q und u_2 ist in obigen Formeln bis $u_2 = u_m$ gegeben. Von hier ab — der Geschwindigkeit des stoßfreien Eintrittes — haben h_e und h_a außer der Hubhöhe und den Widerständen noch den Eintrittstoß zu überwinden.

Es ist nach S. 813

$$2\,g\,h_e = 2\mathfrak{c}\left[\sqrt{(u_1 - c \operatorname{tg} \alpha_1)^2 + c^2} - c\right], \quad c = \frac{Q}{F_1}.$$

Dieser Ausdruck läßt sich leicht graphisch darstellen, Fig. 3; denn es ist

$$a\,d = c, \quad d\,f = c \operatorname{tg} \alpha_1, \quad d\,e = c \operatorname{tg} \alpha_1 - u_1$$

und

$$a\,e = \sqrt{(u_1 - c \operatorname{tg} \alpha_1)^2 + c^2}.$$

Macht man $a\,g = a\,d$, so ist

$$g\,e = \sqrt{(u_1 - c \operatorname{tg} \alpha_1)^2 + c^2} - c.$$

Es ist $ca = c_m$ die Geschwindigkeit in radialer Richtung für stoßfreien Eintritt; setzt man, um zu handlichen Formeln zu kommen, $2\,g\,h_e = a\,(c - c_m)^2$, so berechnet sich für

$\operatorname{tg} \alpha_1 =$	1	2	3	4
$a =$	1	3,73	7,37	11,47.

Innerhalb der Berechnungsgrenzen läßt sich a ausdrücken durch eine quadratische Funktion von $\operatorname{tg} \alpha_1$, und zwar annähernd

$$a = [0{,}55 \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + 1{,}05 \operatorname{tg} \alpha_1 - 0{,}6],$$

und da

$$c = \frac{Q}{F_1} \text{ und } c_m = \frac{Q_m}{F_1},$$

so wird

$$2gh_e = \frac{(Q - Q_m)^2}{F_1^2}[0{,}55 \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + 1{,}05 \operatorname{tg} \alpha_1 - 0{,}6].$$

Diese Formel ist nur eine rohe Annäherung, die aber bei der Unsicherheit in der Grundgleichung für h_e wohl zulässig sein dürfte.

Q_m ist nach obigem zu berechnen; es hat die allgemeine Form $Q_m = i\sqrt{\frac{H}{\psi}}$.

Setzt man noch

$$\frac{0{,}55 \operatorname{tg}^2\alpha_1 + 1{,}05 \operatorname{tg}\alpha_1 - 0{,}6}{F_1^2} = J,$$

so wird

$$2gh_e = J\left(Q - i\sqrt{\frac{H}{\psi}}\right)^2$$

und

$$\frac{2gH + \left(Q - i\sqrt{\frac{H}{\psi}}\right)^2 J}{\psi} = u_2^2 X - 2\,Y u_2 Q + Z Q^2,$$

woraus sich Q entwickeln läßt.

Fig. 4.

Ist Om, Fig. 4, die Geschwindigkeit des stoßfreien Eintrittes und $mm_1 = Q_m$, so verläuft vom Punkt m_1 die Kurve nach m_2. Bei m_1 liegt daher ein Wendepunkt, und der Punkt d wird niemals erreicht. Wenn h_e richtig berechnet war, muß für sehr großes u_2 die Leistung Q wieder abnehmen, da ohne Rechnung einzusehen ist, daß es für $u_2 = \infty$

$$Q = 0$$

werden muß.

Die Zeunerschen Formeln führen zu dem Ausdruck:

$$Q = -\frac{Y_1}{Z_1}u_2 \pm \sqrt{\left(\frac{X_1}{Z_1} + \frac{Y_1^2}{Z_1^2}\right)u_2^2 - \frac{2gH}{Z_1}}.$$

Q stellt sich hier dar als die auf den Geraden Oa bezw. Oa_1, Fig. 5, aufgetragenen Ordinaten einer Hyperbel. Für Y_1 negativ ergibt sich die obere Kurve $b_1c_1d_1$, aus deren Verlauf für $u_2 = Oe$ bis $u_2 = Of$ auf labile Verhältnisse bei diesen Geschwindigkeiten geschlossen wird. Die Formeln erklären den Rücklauf des Wassers bei abnehmender Geschwindigkeit u_2 nicht und geben zu große Werte von Q. Sie berücksichtigen nur den Ein- und Austrittwinkel der Schaufeln, nicht aber ihre sonstige Form, und es unterliegt wohl keinem Zweifel, daß die beiden Schaufeln Fig. 6 mit gleichen α_1- und α_2-Werten verschiedene Leistungen geben werden.

Fig. 5. Fig. 6.

Die neuen Formeln geben mögliche Werte für den Koeffizienten ψ, namentlich wenn man berücksichtigt, daß die Wasserreibung des Rades an seinem Umfang und an seinen Flächen mitwirkt, ihn zu vergrößern, wie ebenso φ hierdurch vergrößert wird und der Gesamtwirkungsgrad η verhältnismäßig klein bleibt; η_{max} liegt bei einer Geschwindigkeit unter u_m.

Ueber die Größe der Wasserreibung können nur Studien an Versuchseinrichtungen Aufklärung bringen; aber schon jetzt läßt sich erkennen, daß weit verbreitete Konstruktionen auf irrigen Anschauungen beruhen und verbesserungsfähig sind.

H. Hagens, Zivilingenieur.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 22. Mai 1905.

Emscher-Bezirksverein.

Sitzung vom 28. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Müller. Schriftführer: Hr. Hirsch.

Anwesend 20 Mitglieder und 27 Gäste.

Hr. Lorenz, Düsseldorf, spricht über armierte Betonkonstruktionen im System des Geheimen Oberbaurates Eggert-Berlin.

Darauf werden Vorlagen zur 46. Hauptversammlung beraten.

Eingegangen 25. Mai 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Lippart. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 48 Mitglieder und 12 Gäste.

Hr. Ankersen spricht über ausschaltbare Abzweigmuffen in Kabelnetzen.

Die vom Vortragenden besprochene Abzweigmuffe ist mit einer Ausschaltvorrichtung versehen, die gestattet, ein oder zwei der in die Muffe eingeführten Kabel von außen her aus- und einzuschalten. In der Literatur ist über derartige Muffen wenig zu finden, obwohl sie nicht neu sind. Im Jahre 1898 wurden ausschaltbare Muffen von der Elektrizitäts-A.-G. vorm. Schuckert & Co. nach Brünn geliefert, wo sie zum Ausschalten der Abzweigungen im Hochspannungsnetz verwendet werden sollten. Auf die Anregung des Redners wurde dann eine Muffe für ein konzentrisches Niederspannungskabel von 2×50 bis 2×70 qmm Kupferquerschnitt von Schuckert & Co. angefertigt und im Jahre 1899 in das Kabelnetz zu Nürnberg eingebaut. Nachdem drei Jahre hindurch Erfahrungen gesammelt waren, wurden 6 weitere Muffen bestellt und vor 2 Jahren in das Kabelnetz eingebaut.

Die Abzweigmuffe für Niederspannungskabel besteht aus 2 Hauptteilen, den äußeren und den inneren Armaturteilen, wozu noch der Schachtrahmen mit einem oder zwei Schachtdeckeln kommen. Zur äußeren Armatur gehören das Gehäuse, bestehend aus Unterkasten, Mittelstück und Deckel, die durch Mutterschrauben zusammengehalten werden, und die beiden Hebel, die zum Bewegen der Schalteinrichtung dienen. Zwischen Unterkasten und Mittelstück werden die Kabel eingeklemmt und durch je eine Schelle mit dem Unterkasten fest verbunden. Die inneren Armaturteile bestehen aus den Kabelklemmen mit Verbindungsstücken und der Schaltvorrichtung, die nach Art der doppelpoligen Hebelausschalter gebaut ist. Die Kontaktstücke sind durch Porzellan-Isolatoren vom Gehäuse isoliert, die Schalthebel durch Rohre aus Hartgummi. Die zulässige Höchstbelastung beträgt entsprechend dem Kabel 300 Amp. Die Muffe wiegt ohne Füllmasse rd. 80 kg. Der Redner geht des weiteren auf die Montage der Muffe näher ein.

Der Zweck der ausschaltbaren Muffen ist, eine Trennung des Kabelnetzes auf möglichst einfache Weise zu ermöglichen. Sie ersetzen die bisher in den meisten Werken fast ausschließlich verwendeten Kabelkasten in den Fällen, wo bis zu 4 Kabel an einem Punkt zusammentreffen. Dabei sind sie nicht teurer, zum Teil sogar erheblich billiger als diese. Sicherungen sind bei den neueren Ausführungen nicht angebracht, was, wie der Vortragende auseinandersetzt, durchaus statthaft ist. Der besondre Vorteil dieser Muffen besteht darin, daß die Kabel ohne nennenswerten Zeitaufwand aus- und eingeschaltet werden können, was bei Untersuchungen des Netzes wichtig ist.

Darauf spricht Hr. Ebert über die Verwendung von Preßluftwerkzeugen in Brückenbau- und Eisenhochbau-Werkstätten.

Nachdem er die Erzeugung und Fortleitung der Druckluft kurz besprochen, geht er auf die mannigfaltigen Druckluftwerkzeuge und ihre Anwendung ausführlich ein[1]). Alsdann wendet er sich den Betriebskosten einer Preßluftanlage zu.

Der Vorstand einer kgl. preußischen Eisenbahnbetriebswerkstätte hat festgestellt, daß 1 cbm Preßluft von 5,5 at 4 Pfg kostet. Ein Schmiedefeuer braucht dort 5 cbm/st Preßluft; die aufzuwendende Luft kostet somit 20 Pfg/st. Ein Niethammer für Nieten von 16 bis 23 mm Dmr. verbrauchte für eine Stunde unausgesetzten Betriebes 80 cbm Preßluft, so daß sich die Kosten hierfür auf 3,20 ℳ stellen würden. Eine Bohrmaschine benötigte für eine Stunde ununterbrochenen Betriebes 85 cbm = 3,40 ℳ i. d. Std. Nach Angaben aus Amerika kostet die Erzeugung von 1 cbm Preßluft von 6 at etwa 3,5 Pfg. Bei Bohrarbeiten wurde dort festgestellt, daß ein Mann bei Handarbeit zu einem Bohrloch von 27 mm Dmr. und 110 mm Bohrtiefe rd. 3 Stunden Zeit brauchte und rd. 1,50 ℳ Lohn erhielt. Die Preßluftmaschine leistete die gleiche Arbeit in 7 min. Wenn man einen Luftverbrauch von 1,5 cbm/min für die Bohrmaschine voraussetzt, so würde sich die Preßluft auf 36,75 Pfg und zuzüglich einer Lohnausgabe von etwa 20 Pfg für den Arbeiter die Gesamtausgabe auf 56,75 Pfg stellen.

In einer amerikanischen Schiffswerft wurden die Kosten für das Schlagen von 93 479 Nieten genau aufgeschrieben. Der Lohn betrug insgesamt 1403 Doll. oder für ein Niet 1,5 cts. Die Handnietung hätte eine Lohnausgabe von 2986 Doll. oder für ein Niet 3,19 cts ergeben. Es wurden also mit Preßluftnietung 43 vH gegenüber Handnietung an Lohn eingespart. In Betrieb waren 30 Niethämmer, 12 Aufreiber und 10 Meißel- oder Vorstemmhämmer. Eine weitere, sich über 3 Monate erstreckende Statistik gibt 5649 Doll. Lohn für 335 713 Nieten an, also 1,68 cts für ein Niet. Handnietung würde 10 698 Doll. oder für ein Niet 3,18 cts erfordert haben. Die durch Preßluft erzielte Ersparnis betrug daher 47 vH an Arbeitslöhnen. Vorstehende Zahlen sind den Mitteilungen für die Preßluftindustrie, herausgegeben von C. Heinel, entnommen.

Die Ersparnisse an Arbeitslöhnen werden natürlich durch Abschreibungen, Betriebskosten und Unterhaltung der Preßluftanlage zum größeren oder kleineren Teil, ja in manchen Fällen vielleicht ganz, wieder aufgezehrt. Selbst wenn aber die Leistung der Preßluftwerkzeuge gegenüber der Handarbeit keine Verbilligung des Arbeitstückes herbeiführen würde, so liegt doch schon ein großer Vorteil in der erhöhten Leistung der mit Preßluft schaffenden Arbeiter.

Das Kraftwerk der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg enthält

einen Sammler von 1 m Dmr. und 4,8 m Höhe	= 3,8	cbm,
580 m Leitung von 80 mm Dmr.	= 2,9	»
44 Anschlußrohre von 80 mm Dmr. und 105 m Gesamtlänge	= 0,53	»
zusammen	7,23	cbm.

Diese 7,23 cbm erforderten zum Aufpumpen von 0 auf 7 at 26 Minuten und bei einer Spannung von 222 V und einer mittleren Stromstärke von 60,9 Amp einen Stromverbrauch von 5,85 KW-st. Die Kilowattstunde zu 10 Pfg gerechnet, ergibt sich für diese Arbeit eine Ausgabe von 60 Pfg.

Die nachfolgend aufgeführten Werkzeuge waren solange in Betrieb, bis der Druck in der Leitung von 7 at auf 6 at gesunken war. Die Zeiten waren folgende:

2 Meißelhämmer	4	min,
2 Niethämmer	2 1/2	»
1 Bügelnieter	3 2/3	»
2 Bohrmaschinen	2 3/4	»

Für das Aufpumpen von 6 auf 7 at waren 1,1 KW-st oder rd. 10 Pfg erforderlich. Es entfiel also auf

1 Meißelhammer	0,14 KW-st	= 1,4 Pfg/min,
1 Niethammer	0,22 »	= 2,2 »
1 Bügelnieter	0,3 »	= 3,0 »
1 Bohrmaschine	0,25 »	= 2,5 »

Die Gesamtanlage stellt einen Wert von rd. 30 000 ℳ dar und würde, 20 vH für Verzinsung, Unterhaltung und Abschreibungen vorausgesetzt, jährlich 6000 ℳ erfordern.

Bei der Nietarbeit ergibt ein Auszug aus dem Lohnbuch für 4 Wochen und für eine 3köpfige Nietmannschaft, die mit Preßluft arbeitete	233,13 ℳ
Eine 4köpfige Nietmannschaft, die von Hand arbeitet, würde an Lohn erfordert haben	297,00 »
Es wurden somit in 4 Wochen gespart	63,87 ℳ.

Nimmt man für vorliegenden Fall 6 in Dauerbetrieb befindliche Nietkolonnen an, so ergibt sich hierfür eine Ersparnis an Lohn in 4 Wochen von rd. 384 ℳ oder im Jahr, zu 50 Wochen gerechnet, rd. 4800 ℳ. Eine 3köpfige Nietmannschaft, mit Preßluft arbeitend, leistet aber durchschnittlich 20 vH mehr wie eine 4köpfige Handnietkolonne. In Geld ausgedrückt, ergibt dies 960 ℳ, so daß sich die Gesamtersparnis auf 5760 ℳ berechnet.

Beim Meißeln kann man die doppelte Leistung gegenüber Handarbeit annehmen. Bei 2 Drucklufthämmern, die ständig in Betrieb sind, würde sich eine Ersparnis von rd. 1000 ℳ ergeben, so daß sich die vorhin genannte Summe auf 6760 ℳ erhöht. Dem steht die für die Anlage erforderliche Tilgungs- und Unterhaltungssumme von 6000 ℳ gegenüber. Es könnte deshalb auf den ersten Augenblick scheinen, als ob jeder, der noch keine Preßluftanlage bei sich eingeführt hat, viel versäumt hätte. Der Redner weist jedoch ausdrücklich darauf hin, daß eine Preßluftanlage nur dann lohnt, wenn sie auf eine größere Anzahl dauernd in Betrieb zu haltender Werkzeuge zugeschnitten ist.

Fahrbare Preßluftanlagen finden auf Baustellen Verwendung; auch Brückenbauanstalten haben derartige Anlagen beim Aufstellen von größeren Brücken, Schleusentoren, Schwimmdocks, Gasbehältern usw. mit Vorteil in Betrieb genommen. Für derartige Anlagen gilt das eben Gesagte noch mehr als für ortfeste Anlagen. Für eine geringe Anzahl von Werkzeugen bringen sie keine Vorteile.

Zum Schluß erwähnt der Vortragende, daß die Preßluft auch für Anstreichmaschinen verwendet wird, indem die in einem Gefäß befindliche Farbe unter einem Druck von 2 bis 8 at in Form eines feineren Sprühnebels einer Streudüse entströmt und sich auf dem anzustreichenden Arbeitstück ablagert. Der Redner hat 3 derartige Maschinen erprobt, hat aber für die Verarbeitung von Oelfarben keinen Vorteil entdecken können. Die Leistung ist ziemlich bemerkenswert, der Verbrauch der Farbe aber rd. 3 mal so groß als bei Handarbeit. Dabei macht sich der Farbsprühnebel in der Nase, auf den Kleidern des nahe an der Arbeitstelle stehenden Arbeiters und auf dem Fußboden sehr unangenehm bemerkbar.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch weist Hr. Einberger darauf hin, daß die elektrischen Bohrmaschinen gegenüber den Druckluftbohrmaschinen etwa 15 mal weniger Betriebskosten verursachen. Dafür sind allerdings die Reparaturkosten viel höher, da die Preßluftbohrmaschine bei Ueberlastung einfach stehen bleibt, während die elektrische beschädigt wird. Auch sind die elektrischen Bohrmaschinen bei gleichen Leistungen viel schwerer, also unhandlicher. Hr. Lippart bestätigt das aus den Werkstatterfahrungen der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg.

Schließlich spricht Hr. Krell über das Ergebnis des österreichischen internationalen Wettbewerbes über ein Kanal-Schiffshebewerk.

Der Vortragende hebt das verhältnismäßig unbefriedigende Ergebnis des Wettbewerbes hervor, indem von den 220 eingegangenen Entwürfen nur 2 mit Preisen bedacht sind. Der 3. Preis ist nicht verliehen worden[1]). Er bespricht sodann die beiden preisgekrönten Entwürfe. Der mit dem ersten Preis ausgezeichnete mit dem Kennwort Universell hat den alten Gedanken der schiefen Ebene durch eine Reihe teilweise geistreicher Einzelheiten ausgestaltet. Der zweite Entwurf mit dem Kennwort Habsburg[2]) beruht auf einem neuen Gedanken, dessen sorgfältige Durcharbeitung eine sehr betriebsichere und wirtschaftliche Ausführung ergeben hat. Der Vortragende erläutert des weiteren einige Verbesserungen dieses Entwurfes, welche die von dem Preisgericht gemachten Einwände entkräften, und gibt zum Schluß einige vergleichende Zahlen über die Anlagen und Betriebskosten der beiden Entwürfe.

Eingegangen 29. Mai 1905.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Döderlein. Schriftführer: Hr. Scherer.

Anwesend 18 Mitglieder und 11 Gäste.

Hr. Lehramtspraktikant Hummel spricht über die gewerkschaftlichen Organisationen der Industrie, insbesondre der industriellen Beamten.

Der Vortragende gibt einen Ueberblick über die geschichtliche Entwicklung der Gewerkschaften und wendet sich dann der Stellung der Beamten in der Industrie zu. Wie er ausführt, gehörten die geistigen Arbeiter der Industrie bis vor kurzem der sozialen Oberschicht an; heute aber steigen auch sie in die soziale Unterschicht hinunter, und als Folge davon treten Bestrebungen auf, die gewerkschaftliche Organisationen

[1]) s. Z. 1904 S. 185, 1698.

[1]) vergl. Z. 1904 S. 1709.

[2]) s. Z. 1904 S. 1964.

zum Ziele haben. Bei den technischen Beamten der Industrie tritt mehr und mehr ein Vorgang zutage, wie er bei den industriellen Handarbeitern stattgefunden hat: Es wird dem einzelnen mehr und mehr unmöglich, sich selbständig zu machen, schon aus dem Grunde, weil er dem Großbetriebe gegenüber nicht mehr wettbewerbfähig wäre. Der industrielle Beamte wird dadurch wie der industrielle Arbeiter zum lebenslänglichen Lohnempfänger, und damit sind hier wie dort alle Nachteile dieser sozialen Stellung verbunden. Das gesamte Heer der Techniker, Ingenieure, Architekten, Chemiker rückt mehr in dieselbe wirtschaftliche Lage wie der Handarbeiter hinein. Ihre Stellung ist aber deshalb eigenartig, weil sie im großen und ganzen auf derselben gesellschaftlichen Stufe wie ihre Arbeitgeber stehen und sich nur in der wirtschaftlichen Lage von ihnen unterscheiden. Aus diesem Grunde hat sich hier auch noch nicht jener scharfe Interessengegensatz gezeigt, wie er zwischen den industriellen Handarbeitern und den Unternehmern eingetreten ist. Aber die gewerkschaftliche Bewegung der industriellen Beamten ist jetzt im Fluß, und man darf sie nach den Ausführungen des Redners nicht mehr übersehen. Vielmehr ist im Gegenteil nötig, ihre Ursachen aufzusuchen und Mittel zu finden, um gerechten Beschwerden abzuhelfen.

Eine Hauptursache der bestehenden Uebelstände ist die gewaltige Ueberproduktion von technischen Arbeitskräften. Im Jahre 1890/91 befanden sich an technischen Hochschulen 5432 Studierende, im Jahre 1904/05 15 866. Dazu studierten in den naturwissenschaftlichen Fakultäten der Universitäten im Jahre 1891/92 1100, im Jahre 1904/05 3015. Der Besuch der Baugewerkschulen ist von 4251 im Jahre 1903 auf 5077 im Jahre 1904 gestiegen. Die preußischen Fachschulen für Metallindustrie wurden im Jahre 1891 von 755, im Jahre 1903 von 3011 Schülern besucht. Die Technika in Sachsen hatten im Jahre 1884 524, im Jahre 1902 2687 Schüler. Diese Zahlen stehen in keinem Verhältnis zum Wachsen der Industrie. Und wenn man dem noch gegenüberhält, daß bei der letzten Berufzählung nur etwa 50000 technisch gebildete Betriebsbeamte in Deutschland vorhanden waren, so sprechen diese Zahlen um so deutlicher aus, daß das Angebot von geistiger Arbeit in der Industrie stärker geworden ist als die Nachfrage.

Die Folge dieser Erscheinung ist in erster Linie ein großer Wettbewerb bei der Anstellung von Beamten. Dadurch werden die Gehälter herabgedrückt, und es leidet die gesellschaftliche Stellung der Beamten. Das wirkt um so niederdrückender in einer Zeit, in welcher alle Berufe nach Besserstellung streben und man mehr und mehr bemüht ist, auch die untersten sozialen Schichten an den Errungenschaften unsrer Kultur teilnehmen zu lassen. Auch die Leistungen der Beamten leiden unter dieser Entwicklung, und des weiteren wird dadurch das Verhältnis des Arbeitgebers zum Beamten anders wie früher; es ist nicht mehr so eng und persönlich, wie es im Interesse der Industrie wünschenswert wäre. Das Ansehen der Techniker wird infolgedessen bei den Arbeitgebern geringer und es könnten Zustände entstehen, wie sie jetzt vereinzelt vorkommen, aber glücklicherweise nicht die Regel bilden. Es sind also nicht nur die erwähnten ungünstigen Verhältnisse, die im großen und ganzen dadurch zum Ausdruck kommen, daß die Kinder der industriellen Beamten aus der gesellschaftlichen Stufe der Eltern herabsinken, sondern auch das Verhältnis von Arbeitgeber und Arbeitnehmer reformbedürftig geworden.

Der Vortragende bespricht, um dies Verhältnis zu kennzeichnen, einige Verträge, die seiner Ansicht nach zwar nicht allgemein gebräuchlich zwischen geistigen Arbeitern und Arbeitgebern sind, die aber dennoch so häufig vorkommen, daß ein wirklicher Mißstand daraus entstanden ist. Von den einzelnen Bestimmungen der Verträge, die sich häufig wiederholen, erwähnt der Redner in erster Linie die sogenannte Konkurrenzklausel, in der die Karenzzeit häufig auf 5 Jahre festgelegt ist. Daß solche Verträge abgeschlossen werden, zeugt am besten von dem wirtschaftlichen Zwang, unter welchem der Techniker beim Eingehen eines Arbeitsverhältnisses steht. Ein weiterer Mißstand besteht in den hohen Konventionalstrafen, die übrigens weitere Schadenersatzansprüche der Arbeitgeber nicht einmal ausschließen. Für einen der größten Uebelstände hält der Vortragende die sogenannte ehrenwörtliche Verpflichtung, da Konventionalstrafen und der gesetzliche Schutz schon hinreichend wirksam wären. Die Wirkung der ehrenwörtlichen Verpflichtung kann seiner Ansicht nach sogar unmoralisch sein, denn in Fällen, wo der Vertrag den Beamten in unzulässiger Weise beengt und beschränkt, könne sich der Betroffene unter Umständen sagen, daß er sein Ehrenwort nicht zu halten braucht.

All das wird um so bitterer empfunden, als der Stand der Handlungsgehülfen, der in einem ähnlichen Arbeitsverhältnis steht, einen gesetzlichen Schutz genießt, der ihm viel leichtere Arbeitsbedingungen bietet. Die wesentlichen Schutzbestimmungen des Handelsgesetzbuches sind:

1) Das Gehalt muß am Ende jeden Monats gezahlt werden.
2) Bei eintretender Krankheit muß das Gehalt 6 Wochen lang weiter bezahlt werden.
3) Das Konkurrenzverbot ist auf drei Jahre herabgesetzt, auch in Fällen, in denen eine weitere zeitliche Ausdehnung im Interesse des Arbeitgebers liegen würde.
4) Die Konkurrenzklausel ist ungültig, wenn der Arbeitgeber durch vertragwidriges Verhalten Grund zur Kündigung gibt, oder wenn er ohne genügenden Grund kündigt.
5) Wo eine Konventionalstrafe ausgemacht ist, ist jeder weitere Schadenersatzanspruch ausgeschlossen.

Der Techniker dagegen ist in Fällen, wo die Konkurrenzklausel und andre vertragsmäßige Bestimmungen nicht mit den gesetzlichen Bestimmungen im Einklang stehen, auf den Prozeßweg angewiesen. Ganz abgesehen aber davon, daß eine gewisse Furcht davor besteht, gegen eine Firma zu klagen, gehören dazu zwei Dinge, die dem Techniker nicht immer zur Verfügung stehen; das ist Zeit und Geld. Der lange Prozeßweg kann aber erspart werden, wenn man gesetzliche Bestimmungen schafft, die den Abschluß solcher Verträge vollkommen ausschließen. All das gilt ebenso für den in leitender Stellung befindlichen Beamten wie für den untersten Techniker. Ja der Fall liegt um so ungünstiger für den leitenden Techniker, als es ihm schwerer fallen würde, im Falle eines Streites sich eine neue, der alten entsprechende Stellung zu schaffen.

Aus diesem Grunde ist es auch verständlich, wenn gewerkschaftliche Organisationsbestrebungen in den Reihen der industriellen Beamten vorhanden sind und zur Gründung eines »Bundes der technisch-industriellen Beamten« geführt haben. Dieser Bund will außerhalb der politischen Parteien stehen. Er hat in kurzer Zeit 3600 Mitglieder bekommen. Von allen andern Technikervereinen unterscheidet er sich dadurch, daß er lediglich wirtschaftliche Bestrebungen hat, und daß seine Ziele nur auf die Verbesserung der Arbeitsbedingungen der technisch-industriellen Beamten gerichtet sind. Der Bund gibt eine Zeitschrift, das Organ des Bundes der technisch-industriellen Beamten, heraus, welchem der Vortragende folgende Forderungen entnimmt:

1) achtstündige Arbeitszeit mit Bezahlung der Ueberstunden,
2) Verbot der Sonntagsarbeit, 36stündige Sonntagsruhe,
3) sechswöchentliche Kündigungsfrist,
4) monatliche Gehaltszahlung,
5) Abschaffung der Konkurrenzklausel,
6) Regelung des Patentwesens,
7) Reform des gerichtlichen Verfahrens,
8) Vertretung in den Arbeitskammern,
9) staatliche Pensions- und Hinterbliebenenversicherung.

Man mag über die Zweckmäßigkeit der einen oder andern Forderung urteilen, wie man will, man wird nach Ansicht des Redners zugeben müssen, daß das Ganze durchaus maßvoll gehalten ist. Insbesondre weist der Vortragende auf die Sicherung der Rechte an Patenten hin und hält es für durchaus angemessen, wenn der Ingenieur oder Chemiker, der eine wichtige neue Erfindung macht, am Gewinn stärker beteiligt wird, als es jetzt der Fall ist. Wenn der Bund der technisch-industriellen Beamten des weiteren an eine Stellenlosenunterstützung denkt, so betritt er damit einen Weg, den die Gewerkschaften der Handarbeiter bereits mit Erfolg gegangen sind.

Der Redner spricht des weiteren die Ansicht aus, daß die beiden großen Unternehmerverbände mit dem Bund Fühlung nehmen und die gegenseitigen Forderungen abwägen sollten.

Eingegangen 17. Mai 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 6. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohrbach. Schriftführer: Hr. Runge.

Anwesend 16 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Dr. Bürner (Gast) spricht über Rechte und Pflichten der technischen Angestellten gegenüber ihren Arbeitgebern[1]).

Hierauf werden geschäftliche Angelegenheiten erledigt.

Alsdann berichtet Hr. Gräfe über die Tantallampe[2]).

Schließlich beschäftigt sich die Versammlung mit der Frage der Ueberweisungen an die Bezirksvereine und des Zu-

[1]) s. Z. 1904 S. 174.
[2]) Vergl. Z. 1905 S. 146, 223, 1007.

schusses zu den Hauptversammlungen seitens des Gesamtvereines.

Eingegangen 31. Mai 1905.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 9. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Flohr. Schriftführer: Hr. Rothe.

Anwesend 26 Mitglieder und 4 Gäste.

Der Vorsitzende teilt das Ableben des Hrn. Steck mit und hebt die Verdienste des Verschiedenen um die deutsche Technik und um den Verein hervor. Die Anwesenden erheben sich zum Andenken an den Verstorbenen von den Sitzen.

Darauf wird über die Denkschrift betr. mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen, über die Beschäftigung des Vereines mit wirtschaftlichen Fragen und über den Umbau des Vereinshauses beraten.

Schließlich spricht Hr. Linder über direktwirkende Dampfpumpen.

Unter den in die Praxis vorwiegend eingeführten Konstruktionen unterscheidet er Duplexpumpen, bei denen zwei Pumpen vereinigt sind und der Schieberantrieb des einen Zylinders durch Hebelübersetzung von der Kolbenstange des andern ausgeht, und Simplexpumpen mit einer Vorsteuerung, mittels deren die Dampfkolbenstange nur die Bewegung eines kleinen Hülfsschiebers veranlaßt. Die bewegten Gestänge müssen bei beiden Arten an den Hubenden zur Ruhe gebracht werden. Das geschieht bei den Duplexpumpen dadurch, daß der Kolben die Auspuffkanäle vor dem Hubende abschließt. Die Kompression des vor dem Kolben befindlichen Dampfes verhindert dann, daß der Kolben gegen den Deckel des Zylinders stößt. Deshalb sind für Ein- und Austritt des Dampfes getrennte Kanäle vorhanden. Bei den neueren Simplexpumpen dagegen wird der Schieber so genau umgesteuert, daß der frisch einströmende Dampf den Kolben auffängt, so daß hier die Kompression unnötig ist. Die Schieber werden durch Hebel angetrieben, und zwar ist der eine einarmig, der andre zweiarmig. Deshalb bewegen sich die Kolben wie die einer Zweikurbelmaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln; nur ist die Geschwindigkeit der Kolben während des ganzen Hubes nahezu unverändert.

Die Art des Antriebes bedingt bei den Duplexpumpen, daß die Kolben in jedem Hubende eine Pause machen, bevor sie den nächsten Hub beginnen. Diese Pause ist zwar für die Bewegung der Ventile vorteilhaft, da sie sich ruhig und stoßfrei schließen können, jedoch muß der Konstrukteur darauf Rücksicht nehmen, daß infolge der Pause die tatsächliche Kolbengeschwindigkeit während des Hubes viel größer ist, als aus der Formel $\frac{sn}{30}$ berechnete, und daß infolge dessen auch für die Beurteilung der auftretenden Dampf- und Wassergeschwindigkeiten in den Kanälen und Ventilen nicht die berechnete Kolbengeschwindigkeit, sondern die wirkliche Geschwindigkeit des Kolbens zugrunde gelegt werden muß. Um hierüber Aufschluß zu erhalten, ist von dem Vortragenden eine große Zahl von Untersuchungen an im Betrieb befindlichen direktwirkenden Pumpen vorgenommen worden, und zwar in der Weise, daß außer den üblichen Indikatordiagrammen der Dampf- und Wasserzylinder, auch der Kolbenweg bei allen möglichen Umlaufzahlen vom Kolben selbst auf eine durch einen Elektromotor gedrehte Trommel niedergeschrieben wurde. Aus derartigen Wegdiagrammen geht hervor, daß der Kolben den ganzen Hub mit nahezu gleich bleibender Geschwindigkeit zurücklegt. In den günstigsten Fällen ist die aus den Kolbenwegdiagrammen ermittelte Kolbengeschwindigkeit doppelt so groß wie die aus $\frac{sn}{30}$ berechnete. Wo die Hubpausen große Werte annehmen, ist das Verhältnis weit ungünstiger. Dies läßt sich dann immer auf zu geringe Querschnitte der Auspuffkanäle zurückführen. Ein Vergleich der Auspuffverhältnisse der Duplexpumpe mit denen einer Kurbelpumpe zeigt, daß die Kanäle bei Duplexpumpen weiter sein müssen als bei Kurbelpumpen, um einen geringen Gegendruck im Dampfzylinder und eine kurze Hubpause zu erhalten. Für die Einströmkanäle liegen die Verhältnisse günstiger. Die Kompression am Ende des Hubes soll die in dem Gestänge vorhandene Energie vernichten, gleichzeitig benutzt man sie, um den Hub mit Hülfe von Ventilen zu regeln, welche zwischen Einlaß- und Auspuffkanal eingeschaltet sind.

Was die Wirtschaftlichkeit dieser Pumpen betrifft, so ist der Dampfverbrauch sehr groß; er beträgt meist über 30 kg für 1 Pumpen-PS-st. In vielen Fällen spielt das keine Rolle, nämlich dann, wenn man den Abdampf der als Kesselspeisepumpe verwendeten Duplexpumpe dazu benutzen kann, das Speisewasser vorzuwärmen. Eine wirtschaftliche Verbesserung erreicht man durch Anwendung der Verbundwirkung oder durch Triplexanordnung. Zweckmäßig erhalten die Dampfzylinder derartiger Pumpen Dampfmäntel und an Stelle der Muschelschieber Hahnschieber; dadurch wird erreicht, daß der Dampfverbrauch auf rd. 10 kg für 1 Pumpen-PS-st herabsinkt[1]).

Große Pumpeneinheiten werden mit Expansionssteuerungen ausgeführt, so daß man in 3 Zylindern 25- bis 30fache Expansion erreichen kann. Dies bedingt jedoch die Anwendung von Kraftausgleichern, wie sie die Pumpen von Worthington und von der Maschinenfabrik Odesse haben.

Die Art der Kolbenbewegung ist auch von Wichtigkeit auf die Vorgänge im Pumpenzylinder. Jedoch ist für den ruhigen Gang die Bedingung nicht erforderlich, daß das Wasser hinter dem Kolben nicht abreißen soll. Vielmehr reißt das Wasser infolge der großen Beschleunigung des Kolbens beim Anhub schon bei einer verhältnismäßig geringen Hubzahl ab, holt aber den Kolben im weiteren Verlauf des Hubes wieder ein. Der hierbei auftretende Stoß ist unbedeutend, da beide aufeinander stoßenden Körper in gleichgerichteter Bewegung sind und für die Stärke des Stoßes nur der Unterschied der Geschwindigkeit in Frage kommt. Holt jedoch das Wasser den Kolben erst dann ein, wenn er am Hubende bereits zur Ruhe gelangt ist, dann treten laute Wasserschläge auf. Um diejenige Umlaufzahl, bei welcher Stöße auftreten, möglichst hinaufzurücken, sind kurze Saugleitungen mit weitem Querschnitt und Saugwindkessel unmittelbar vor der Pumpe sowie eine geeignete Ventilkonstruktion erforderlich, wobei es den Duplexpumpen zugute kommt, daß die Hubpausen sehr große Ventilhübe ermöglichen.

Zum Schluß bespricht der Vortragende noch die Geschwindigkeitsverhältnisse bei Simplexpumpen. Hier ist keine Hubpause vorhanden, wie die Kolbenwegdiagramme zeigen, sondern der Kolben kehrt fast plötzlich um, so daß die Ventile der Simplexpumpen kleinen Hub und Federbelastung erhalten müssen, um rechtzeitig zu schließen.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 981.

Bücherschau.

Der Portlandzement und seine Anwendungen im Bauwesen. Verfaßt im Auftrage des Vereines deutscher Portlandzement-Fabrikanten von Prof. F. W. Büsing und Dr. C. Schumann. Dritte vollständig umgearbeitete und vermehrte Auflage. Berlin 1905. Verlag der Deutschen Bauzeitung.

Das schon bei seinem Erscheinen anfangs der neunziger Jahre mit großem Beifall begrüßte Buch liegt jetzt bereits in der dritten Auflage vor, nachdem die im Frühjahr 1899 erschienene zweite Auflage schon innerhalb dreier Jahre vergriffen war. Das Inhaltsverzeichnis beweist, daß der Inhalt des Buches in der dritten Auflage wesentliche Bereicherungen erfahren hat; es ist dankbar zu begrüßen, daß auch die Gliederung des Inhaltes weiter durchgeführt und damit die Uebersicht sowie das Aufsuchen bestimmter Kapitel erleichtert ist. Während der Bearbeitung der dritten Auflage ist der eine der auf dem Titelblatt angegebenen Verfasser, Prof. F. W. Büsing, verstorben. Für ihn ist unter teilweiser Benutzung der älteren Arbeiten der Regierungsbaumeister Fritz Eiselen eingetreten, der 5 Kapitel über Beton und Eisenbeton völlig neu bearbeitet und dabei namentlich die Beispiele für Ausführungen in diesen Bauarten wesentlich vermehrt hat. Neu angefügt ist dem Werk ein Kapitel über statische Berechnung von Beton- und Eisenbetonkonstruktionen sowie über die Festigkeitseigenschaften des Betons, bearbeitet von Prof. H. Boost, Charlottenburg.

Schon ein flüchtiger Blick in das Buch zeigt, wie umfassend das gesamte Gebiet des Portlandzementes und seiner Anwendungsweisen geschildert worden ist, und wie die Verfasser bemüht gewesen sind, den überreichen Stoff übersicht-

lich zu ordnen und alles Zweifelhafte oder minder Gute oder Unsichere nach Möglichkeit auszusondern. Daß trotzdem in Einzelheiten hie und da noch Unvollkommenheiten aufgefunden werden, beeinträchtigt den Wert des Ganzen wenig. Z. B. hätten, wie schon in der diesjährigen Generalversammlung des Vereines deutscher Portlandzement-Fabrikanten getadelt worden ist, die Angaben über das spezifische Gewicht geändert werden sollen, nachdem Meyer nachgewiesen hat, daß das spezifische Gewicht des Portlandzementes keinen Maßstab für den Brenngrad abgibt, sondern bei Ueberschreitung einer gewissen Brenntemperatur wieder herabgeht.

In der Ueberschrift des dritten Absatzes des Kapitels, welches von den Zusätzen zum Zement handelt, wäre besser der Ausdruck »Verfälschungen« des Portlandzementes vermieden worden. Wenn auch das Buch im Auftrage des Vereines deutscher Portlandzement-Fabrikanten herausgegeben wird und naturgemäß im wesentlichen dessen Standpunkt auch in der Mischfrage vertritt, so hätte doch wohl unbeschadet des Fortbestehens dieser Meinung anerkannt werden können, daß heutzutage nicht unter allen Umständen die Zumischung von Hochofenschlacke zum Portlandzement eine »Fälschung« darstellt.

Der Satz »der beliebteste Zusatzstoff ist die Hochofenschlacke, weil dieselbe in fein pulverigem Zustande ein dem Portlandzement sehr ähnliches Aussehen hat« trifft nicht zu. Es trifft auch nicht zu, daß alle Zusätze verschlechternd auf den Zement wirken, sondern der Zusatz von Hochofenschlacke kann unter Umständen dem Zement für bestimmte Zwecke recht gute Eigenschaften verleihen, ja sogar seine Festigkeit erhöhen. Das hängt im wesentlichen von der Wahl der Zementklinker oder des Zementes und der Wahl der zur Zumischung bestimmten Schlacke ab. Damit soll dem Mischverfahren keineswegs das Wort geredet, sondern nur anerkannt werden, was den Tatsachen entspricht.

Auf S. 56 des Buches wird das Verfahren zum Nachweis freier Hochofenschlacke beschrieben. Die dort angegebene Formel zur Berechnung des Schlackengehaltes aus dem Sulfidschwefelgehalt ist nicht richtig, weil in der Formel die Menge des Sulfidschwefels in den Klinkern nicht berücksichtigt worden ist. Die Formel trifft nur zu, wenn der Klinker keinen Sulfidschwefel enthält, was nur in den seltensten Fällen vorkommt. Das Verfahren der Bestimmung der freien Schlacke im Portlandzement ist vom königl. Materialprüfungsamt kürzlich in dessen Mitteilungen eingehend beschrieben. Diese Veröffentlichung ist allerdings erst nach dem vorliegenden Buch erschienen; sie wird bei der vierten Auflage wohl Berücksichtigung finden, und es werden auch andre kleine Unstimmigkeiten, die bei einem Buche von so umfassendem Inhalt und über einen Gegenstand, über den sich die Anschauungen fortdauernd ändern, unvermeidlich sind, im Laufe der Zeit richtig gestellt werden. Manche Druckfehler, die sich eingeschlichen haben, hätten sich unschwer vermeiden lassen.

In seiner Gesamtheit stellt das Buch eine sehr wertvolle Bereicherung der deutschen Literatur dar, ja man kann wohl sagen, daß es weitaus das beste von allen Büchern ist, die im Laufe des letzten Jahrzehntes über Portlandzement und Beton geschrieben worden sind.

Zahlreiche sorgfältig ausgewählte und gute Abbildungen erläutern den Text, namentlich so weit Beton- und Betoneisenbauten besprochen werden, und es ist erfreulich zu sehen, daß unter den Beispielen von Betonbauten deutsche Ausführungen vor den ausländischen bevorzugt sind. Die Lücken, die sich unter den Beispielen noch finden, sind wohl auf Rechnung der bekannten Zurückhaltung zu setzen, deren sich die großen Betonfirmen gegenüber der Veröffentlichung von Einzelheiten ihrer Bauwerke leider befleißigen. Teilweise erklärt sich hieraus auch die Tatsache, daß viele der mitgeteilten Beispiele älteren Besprechungen in der deutschen Bauzeitung entnommen worden sind.

Die Angaben über die Bereitung und Verarbeitung von Beton, die sich im wesentlichen auf die Arbeiten des deutschen Beton-Vereines stützen, werden von weiten Kreisen begrüßt werden; denn die Kenntnis dieses Gegenstandes ist noch viel zu wenig verbreitet, und es herrschen hierin anscheinend unausrottbare Vorurteile und alte Gepflogenheiten, die immer wieder zu denselben Fehlern führen und naturgemäß die Verbreitung des Betonbaues nicht fördern können. Die Förderung dieser leider noch immer als neu betrachteten und nicht Gemeingut der Nation gewordenen Bauweise ist aber wohl der Hauptzweck des Buches. Diesem Zwecke wird es in vollem Maße gerecht. Gary.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Ueber die gebräuchlichsten Lampen für flüssige und gasförmige Brennstoffe. Forts. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Okt. 05 S. 187/89*) Spiritusglühlicht und Azetylenlicht. Forts. folgt.

Ueber die Tantallampe. Von Wedding. (Elektrot. Z. 12. Okt. 05 S. 943/47*) Untersuchungen über die räumliche Lichtverteilung, über den Wirkungsgrad nach dem bolometrischen Verfahren und Dauerversuche. Wirtschaftlicher Vergleich zwischen Tantal- und Kohlenfadenglühlampen.

Brennstoffe.

The use of fuel oil on the Pacific coast. (Am. Mach. 7. Okt. 05 S. 377/79*) Das kalifornische Rohöl enthält nur 13 vH flüchtige Bestandteile. Es wird daher vornehmlich nicht zur Erzeugung von Petroleum, sondern unmittelbar als Brennstoff verwendet. Großer Behälter der Southern Pacific Railway in Los Angeles. Anlage und Einzelheiten von Vorrichtungen zum Speisen von Lokomotiven. Brenner für Oelfeuerung.

Dampffässer und Kocheinrichtungen.

Die Wärmeausnutzung von Dampfbraupfannen. Von Eberle. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Okt. 05 S. 183/84*) Erörterungen über den Einfluß des Dampfes auf die Pfannen und über den Einfluß des Heizkörpers.

Eisenbahnwesen.

Recent work on the Indiana Harbor R. R. (Eng. Rec. 30. Sept. 05 S. 370/72*) Bau einer rd. 170 km langen doppelgleisigen Strecke von Indiana Harbor bis Danville, Ill. Forts. folgt.

Die elektrische Lokalbahn Tabor-Bechyně. Forts. (El. Bahnen u. Betr. 14. Okt. 05 S. 558/61*) Kraftwerk. Stromzuführung, Fahrdrähte und Luftweichen. Schluß folgt.

Traction électrique par courant alternatif monophasé transformé sur la locomotive en courant continu. Von Auvert. (Rev. gén. Chemin de Fer Okt. 05 S. 247/73* mit 1 Taf.) Gleichstrombahnen mit dritter Schiene und oberirdischer Zuleitung. Drehstrombahnen mit Oberleitung. Einphasenstrombahnen mit Wechselstrommotoren und solche mit Umformern und Gleichstrommotoren. Umformer von Auvert und Ferrand zur Umwandlung von Wechselstrom in pulsierenden Gleichstrom. Versuche.

Die Lütticher Weltausstellung. Das Eisenbahnwesen. Von Schwarze. Forts. (Glaser 15. Okt. 05 S. 141/46*) Lokomotivkessel, Bauart Brotan, und einige damit ausgerüstete Lokomotiven der Oesterreichischen Staatsbahn. Zusammenstellung der wichtigsten Konstruktionszahlen der ausgestellten Lokomotiven. Forts. folgt.

Self-discharging single-hopper wagon; Prussian State Railways. Constructed on the Sheffield twinberrow system by the Arthur Koppel Aktiengesellschaft, Berlin. (Engng. 13. Okt. 05 S. 478/79*) Der zweiachsige Wagen für 20 t Kohlenladung ist zwischen den Puffern 7,6 m lang, 2920 mm hoch über Schienenoberkante und hat einen Trichterkasten von 5315 mm innerer Länge und 2891 mm Breite.

The McCune steel railroad tie. (Iron Age 28. Sept. 05 S. 803*) Aus Blech gepreßte rechteckige Querschwelle mit erhöhten zum Anlegen des Schienenfußes bestimmten Rändern.

La superstructure des chemins de fer aux États-Unis. Von Bauchal. (Rev. gén. Chem. de Fer Okt. 05 S. 243/46) Angaben über den allgemeinen Zustand der Bahnstrecken, über die Beschotterung, die Stoßverbindungen, Signale und Weichen, Schranken, Arbeiter- und Aufsichtswagen.

Eisenhüttenwesen.

The application of dry-air blast (supplementary paper). Von Gayley. (Journ. Iron Steel Inst. 05 Bd. 1 S. 256/320) S. Zeitschriftenschau v. 10. Juni 05.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 8 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

The continuous steel process in fixed furnaces. Von Surzycki. (Journ. Iron Steel Inst. Bd. 1 S. 112/21) S. Zeitschriftenschau v. 3. Juni 05.

Recent developments of the Bertrand-Thiel process in the manufacture of steel. Von Darby und Hatton. (Journ. Iron Steel Inst. 05 Bd. 1 S. 122/26 mit 1 Taf.) S. Zeitschriftenschau v. 3. Juni 05. Meinungsaustausch.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Some deck plate girder bridges on the New York, New Haven and Hartford R. R. (Eng. Rec. 30. Sept. 05 S. 386/87*) Die Brücken, deren Konstruktionseinzelheiten dargestellt sind, haben bis 34,5 m Spannweite.

Structural details of the General Electric Co.'s power house, Schenectady. (Eng. Rec. 30. Sept. 05 S. 375/77*) Die Werkstätten beschäftigen etwa 10500 Arbeiter. Eisenkonstruktionen des Dampfturbinen-Kraftwerkes.

Elektrotechnik.

Die Wahl der Verbrauchsspannung für neu anzulegende Elektrizitätswerke. Von Wikander. (Elektrot. Z. 12. Okt. 05 S. 947/48) Erörterungen über die Wahl zwischen 110 oder 220 V als halbe Dreileiternetzspannung, vornehmlich unter der Erwägung, daß die neueren Glüh- und Bogenlampen nur für die geringere Spannung gebaut werden. Erläuterungen über die Ausführung bei Gleichstrom und bei Wechselstrom.

Das Elektrizitätswerk der Badischen Staatseisenbahnen bei Durlach. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Okt. 05 S. 921/24*) Einrichtung der Schaltanlage. Baukosten des Werkes. Abnahmeversuche. Entwicklung.

Power plant improvements of the Philadelphia Rapid Transit system. (Eng. Rec. 23. Sept. 05 S. 340/44*) Das alte Kraftwerk in der Wyoming Ave. enthält zwei Dampfdynamos von je 1000 KW und 4 Turbodynamos von je 1500 KW Leistung, wozu zwei weitere Turbodynamos von je 1500 KW aufgestellt werden. Außerdem baut die Gesellschaft in der Delaware Ave. ein neues Dampfturbinen-Kraftwerk, in dem nach und nach 50000 KW in 6000 KW-Einheiten aufgestellt werden sollen. Die Gesellschaft besitzt ferner 9 Gleichstromwerke.

Central electric light and power stations in the United States. (Eng. Rec. 30. Sept. 05 S. 381/82) Die Statistik der amerikanischen Elektrizitätswerke schließt mit dem 30. Juni 1902 ab.

Electric operations about Massena. (El. World 7. Okt. 05 S. 609/10*) Wasserkraftwerk an den Little Sault-Fällen des St. Lawrence mit 15 m Gefälle und 20000 KW Leistung nach vollem Ausbau. Verwendung des Stromes in den Werken der Pittsburg Reduction Co. und der Remington-Martin Paper Co.

The new Williamsburg power plant of the Brooklyn Rapid Transit Co. (Eng. Rec. 23. Sept. 05 S. 354/58*) Das neue Werk schließt sich an die bestehende Anlage in der Kent Ave. an. Es erhält im vollständigen Ausbau 8 Westinghouse-Parsons-Turbodynamos von je 7500 KW und eine Allis-Chalmers-Turbodynamo von 5500 KW Leistung. Die Allis Chalmers-Dampfturbine ist ebenfalls eine Parsons-Turbine, bei der die Herstellung der Schaufeln eigenartig ist.

Hochspannungsanordnungen bei Arbeitsübertragungen im Westen Nordamerikas. Von Westerberg. Schluß. (El. Bahnen u. Betr. 14. Okt. 05 S. 553/58*) Die Kraftwerke Elektron bei Tacoma, Snoqualmie und Cangon Ferry.

Die Elektrotechnik auf der Weltausstellung in Lüttich. Von Corsepius. (Elektrot. Z. 12. Okt. 05 S. 939/43*) Betrieb der Maschinenhalle als Kraftwerk. Stromverteilung und Beleuchtung. Uebersicht über die ausgestellten Maschinen. Regina-Bogenlampen. Quecksilberdampflampen. Angaben über einzelne Maschinen. Umformer der Société anonyme Égyptienne d'Électricité.

Armature reaction in rotary converters. Von Fechheimer und Berthold. (El. World 7. Okt. 05 S. 611/12*) Theoretische Untersuchungen zum Teil gestützt auf Versuchsergebnisse.

Air-gap flux in induction motors. Von Langsdorf. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 05 S. 973/84*) Rechnerische Untersuchung über den Einfluß der Nutenzahl auf die Verteilung des Kraftlinienflusses.

The insulation of overhead lines. II. Von Esson. (Engineer 13. Okt. 05 S. 351*) S. Zeitschriftenschau v. 21. Okt. 05.

Relation of pull to diameter of solenoids. Von Underhill. (El. World 7. Okt. 05 S. 615/17*) Entwicklung einer vollständigen Berechnung mit Beispiel.

Standardisation of enclosed fuses. Von Lacount (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 05 S. 957/72) Notwendigkeit der Aufstellung von Normalien für Schmelzsicherungen. Einführung der Normalien in den Vereinigten Staaten. Die Bestimmungen der Normalien: Anschlüsse, Abmessungen, Temperaturerhöhung, Prüfung. Versuche an normalen Sicherungen.

Ueber Hochspannungs-Batterien. Von Schröder. (Z. f. Elektrot. Wien 15. Okt. 05 S. 601/04*) Hochspannungsbatterie von 1584 Zellen der Siemens-Schuckert-Werke in Groß-Lichterfelde. Anordnung. Isolatorfüße. Holzrahmen. Bedienung.

Erd- und Wasserbau.

Von den Bauwerken des Teltow-Kanales. II. Von Kühn. (Deutsche Bauz. 14. Okt. 05 S. 494/500*) Lageplan und Konstruktion der Schleusen- und Wehranlage bei Klein-Machnow. Forts. folgt.

The accessibility of ports. Von Cunningham. (Engng. 13 Okt. 05 S 469/71*) Erörterungen über die Mittel, um die Schwierigkeiten zu überwinden, die der Schiffahrt durch Ebbe und Flut, andre Strömungen und Schiffahrthindernisse entstehen. Darlegung der Verhältnisse an den Häfen von Glasgow, New York und Liverpool.

Gasindustrie.

Kohlen- und Koksfördereinrichtungen und Retortenbeschickung in mittleren Gasanstalten. Von Menzel. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Okt 05 S. 909/13) Kritische Besprechung der verschiedenen Vorrichtungen und kurze Angaben über die neueren Konstruktionen.

Gesundheitsingenieurwesen.

Intermittent sewage filters at New Britain. (Eng. Rec. 23. Sept. 05 S. 351*) Lageplan der 31 Filterbecken und kurzer Bericht über den Betrieb.

Gießerei.

A new multiple molding process for relatively deep work. Von Mumford. (Iron Age 28. Sept. 05 S. 804/06*) Die beiden Modellhälften werden in einem und demselben Formkasten an der Ober- und Unterseite abgeformt, derart, daß mehrere Formkasten übereinander gelegt eine um 1 geringere Zahl von Hohlformen ergeben. Die zum Abformen der Modelloberseite bestimmte Platte hat einen erhöhten Rand und wird, mit Sand gefüllt, auf den Formkasten gepreßt.

Selecting a molding machine. — Molding a cone pulley. Von Bull. (Am. Mach. 7. Okt. 05 S 388/91*) Ratschläge für den Ankauf von Formmaschinen. Einformen einer 3stufigen Riemenscheibe mit Verzahnungen an der Innenseite der mittleren Stufe und an der Außenseite der Nabe.

Machine molding. Von Campbell. (Am. Mach. 7. Okt. 05 S. 391/94*) Kastenformerei mit Zuhülfenahme von Laufkatzen zum Abheben der Kasten und Modelle.

Difficult molding machine work. Von Adams. (Am. Mach. 7. Okt. 05 S. 406/09*) Das Einformen unterschnittener Körper mit dreiteiligen Modellen.

Hochbau.

Reinforced concrete shops and car houses, Central Pennsylvania Traction Co., Harrisburg. Von Pratt. (Eng. Rec. 30. Sept. 05 S. 378/79*) Die Wagenhalle hat 22,5 × 108 und die Werkstatt 15 × 112 qm Fläche. Einzelheiten der Wand- und Deckenkonstruktion.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Kohlen- und Aschentransport bei Kesselanlagen. (Z. Dampfk. Maschbtr. 4. Okt. 05 S. 379/82*) Darstellung der von Pohlig erbauten Anlage im Elektrizitätswerk des Carlswerkes von Felten & Guilleaume Lahmeyer.

Lösch- und Ladevorrichtungen für Häfen. Von Rupprecht. (Z. Dampfk. Maschbtr. 20. Sept. 05 S. 355/58* u. 11. Okt. S. 388/90*) Brownsche und Bleichertsche Verladebrücken. Verladebrücken von Benrath.

Maschinenteile.

A method of making a templet for wormgear tooth patterns. Von Smith. (Am. Mach. 7. Okt. 05 S. 384/88*) Vorgang beim Ermitteln der Zahnquerschnitte für eine Schablone zum Einformen eines großen Schraubenrades.

Fly wheel explosions. (Iron Age 28. Sept. 05 S. 796/98*) Auszug aus einem Bericht von Boehm über die Ursachen von Schwungradbrüchen. Beanspruchungen der Schwungringe. Höchste zulässige Umfangsgeschwindigkeit. Verhalten von flußeisernen, gußeisernen und hölzernen Scheiben. Verbindungen von geteilten Scheiben.

Materialkunde.

Steel used for motor-car construction in France. Von Guillet. (Engrg. 13. Okt. 05 S. 497/500*) Versuche über die Zusammensetzung, die Festigkeitseigenschaften und die Gefügebildung verschiedener Nickelstahlsorten.

Experiments relating to the effect on mechanical and other properties of iron and its alloys produced by liquid air temperatures. Von Hadfield. (Journ. Iron Steel Inst. 05 Bd. 1 S. 147/255 mit 23 Taf.) Ausführliche Wiedergabe des in Zeitschriftenschau v. 3. Juni 05 unter »The Iron and Steel Institute« erwähnten Vortrages und des sich anschließenden Meinungsaustausches.

Note on the occurrence of copper, cobalt and nickel in American pig irons. Von Campbell. (Engng. 13. Okt. 05 S. 500/01) Ergebnisse von Untersuchungen an Gußeisen aus 9 verschiedenen Erzarten.

Mechanik.

Theoretische Herleitung der auf einen Zylinder einwirkenden Windkräfte. Von Schmidt. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Okt. 05 S. 919/20*)

Wärmemechanik. Von Cario. (Z. Dampfk. Maschbtr. 4. Okt. 05 S. 375/77 u. 11. Okt. S. 387/88) Wärme und Arbeit. Eigenschaften der Wärmeträger. Gewicht und Druck der Gase. Zustandsänderungen. Absolute Temperatur. Gaskonstante. Spezifische Wärme. Grundgleichungen der Wärmemechanik. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Turbine planing machinery. (Engineer 13. Okt. 05 S. 371*) Bei der von G. Richards & Co. in Broadheath gebauten Maschine ruht der Werkzeugschlitten auf zwei Gleitbahnen, zwischen denen die Aufspannplatte liegt.

The acid pickle for iron and steel. (Iron Age 28. Sept. 05 S. 801/03) Herstellung verzinkter Drähte und Blechwaren aus Eisen. Verwendung von Schwefelsäure und Salzsäure zum Entfernen der Oxydschicht und Maßnahmen, um die Einwirkung der Säuren auf das Metall zu vermindern.

Motorwagen und Fahrräder.

Einiges über die Konstruktion der Brasier-Wagen. Von Aders. (Motorw. 30. Sept. 05 S. 630/31* mit 2 Taf.) Darstellung von Einzelheiten zweier Wagen mit 24 bis 30 und 12 bis 16 PS Motorleistung. Motor. Untergestell. Getriebe.

Kupplung, Bremsen und Bereifung. Von Gaston. (Motorw. 30. Sept. 05 S. 628/30) Einfluß der Reibungswirkung von Bremsen und Kupplungen auf die Dauerhaftigkeit der Luftreifen.

Schiffs- und Seewesen.

Die modernen Frachtdampfer der »Großen Seen« von Nordamerika. Von Hüttig. (Schiffbau 11. Okt. 05 S. 1/7 mit 1 Taf.) Allgemeines über die Wasserverhältnisse und den Frachtenverkehr. Angaben über die Konstruktion und Einrichtung der großen Erzdampfer. Längsschnitt, Deckpläne, Querschnitt und Linienriß der Schiffe.

Straßenbahnen.

Hastings tramways. (Engineer 13. Okt. 05 S. 359/60*) Kurze Angaben über den Oberbau, das rollende Gut und das Kraftwerk der mit 1016 mm Spurweite angelegten elektrischen Straßenbahn.

Textilindustrie.

Verbesserte Garn-Anfeuchtungsapparate. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 16. Okt. 05 S. 1291/92*) Die von Roth & Co. in Manchester gebauten Geräte vermögen den Feuchtigkeitsgehalt der Garne innerhalb 24 Stunden um $7^1/_2$ bis 10 vH zu erhöhen.

Ausrückvorrichtungen in Wirkmaschinen. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 16. Okt. 05 S. 1293/95*) Zusammenstellung der gebräuchlichsten Ausrückvorrichtungen.

Unfallverhütung.

Unfälle und Unfallverhütung in Fabriken. Von Pfuhl. Schluß. (Glaser 15. Okt. 05 S. 152/56) Unfälle an Arbeitsmaschinen, durch Sprengstoffe, durch feuergefährliche, heiße und ätzende Stoffe, infolge Zusammenbruch, Einsturz, Herab- und Umfallen von Gegenständen, Fall von Leitern, Treppen usw.

Das Lagerungs- und Entnahmeverfahren von feuergefährlichen Flüssigkeiten nach dem Patent Martini & Hüneke und seine Verwendung in der Industrie. Von Trzeciok. (Gewerbl.-Techn. Ratg. 1. Okt. 05 S. 113/24*) Der Brennstoff wird mittels Kohlensäure aus dem in einem Keller befindlichen Gefäß herausgedrückt. Die Rohrleitungen sind von einem Bleimantel umgeben, der ebenfalls mit Kohlensäure gefüllt ist, um zu verhindern, daß der Brennstoff bei Rohrbruch ausfließt. Versuche.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Sauggasanlagen für Braunkohle. (Z. Dampfk. Maschbtr. 4. Okt. 05 S. 382/83*) Gaserzeuger und Motor der Maschinenfabrik C. Luther A.-G. in Braunschweig.

Konstruktion und Berechnung eines Benzinbootmotors von 200 PS bei 500 Umdrehungen. Von Ziegra. Forts. (Motorw. 10. Okt. 05 S. 665/68*) Kurbelwelle. Kolben. Kolbenringe. Stangen. Forts. folgt.

The 5000 HP gas-engines of the California Gas and Electric Corporation. Von Martin. (Eng. Rec. 30. Sept 05 S. 372/73) Kurze Mitteilung über die von den Snow Steam Pump Works in Buffalo gebauten Gasmotoren. s. Z. 1905 S. 184.

Wasserkraftanlagen.

Pelton wheel with adjustable nozzle for the Glyn Slate Company. Constructed by Mr. Percy Pitman, Engineer, Bosbury, Ledbury. (Engng. 13. Okt. 05 S. 495*) 25 pferdiges Peltonrad für 15 m Gefälle und 108 Uml./min. Das durch Handrad und Schraube verstellbare Mundstück ist an der Düse mit einer Kreisbogenfläche aufgesetzt und wird an einem Segmentrahmen geführt.

Wasserversorgung.

Wasser- und Elektrizitätswerk der Stadt Aachen. Von Savelsberg. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Okt. 05 S. 913/18) Wasserversorgungsverhältnisse vor Errichtung des städtischen Wasserwerkes. Die verschiedenen Entwürfe und die Bauausführung des neuen Werkes. Entstehung und Entwicklung des Elektrizitätswerkes. Urfttalsperre.

Usine elevatoire pour l'arrosage du champ de courses du Tremblay (Seine). (Génie civ. 7. Okt. 05 S. 369/71* mit 1 Taf.) Das aus zwei Generatorgasmotoren und vier Pumpen bestehende Werk pumpt das Wasser aus der Marne in einen Hochbehälter, von wo aus es zum Besprengen eines Sportplatzes entnommen wird.

Werkstätten und Fabriken.

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten. Von Reißner. Forts. (Dingler 14. Okt. 05 S. 643/49*) Allgemeines über die Anlage der Werkstätten. Forts. folgt.

Messrs. Richardsons, Westgarth & Co.'s steam turbine works, Hartlepool. (Engng. 13. Okt. 05 S. 471/73* mit 1 Taf.) Darstellung der neuen, nur für den Bau von Parsons-Turbinen bestimmten Werkstätten nebst Prüfanlage und einiger ausgeführter Turbinen und Kondensatoren.

The new shops of the B. F. Sturtevant Company. Von Knowlton. (Eng. Rec. 30. Sept. 05 S. 366/69*) S. a. Zeitschriftenschau v. 21. Okt. 05. Heizung, Lüftung und Kraftversorgung der Werkstätten. Gießerei. Maschinenwerkstatt. Ventilatorenbau.

Charles Brown †

Am 6. Oktober d. J. ist zu Basel im 79. Lebensjahre Charles Brown gestorben, einer von den Meistern des Maschinenbaues, dessen Name mit der Entwicklung insbesondere der süddeutschen Maschinentechnik und mit dem Aufschwung der Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur eng verknüpft ist. Geboren im Jahre 1827 zu Oxbridge bei London, erhielt Brown seine erste Ausbildung in Woolwich und auf dem Zeichenbureau der bekannten Maschinenfabrik von Maudslay Sons & Field in London, die sich namentlich mit dem Bau großer Dampfmaschinen für Kriegs- und Handelsschiffe befaßte. Im Jahre 1851 wurde Brown zu Gebrüder Sulzer nach Winterthur berufen, welcher Firma er 20 Jahre lang angehört hat. Gebr. Sulzer, die damals außer einer Eisen- und Metallgießerei nur noch die Herstellung von Dampfkesseln und Dampfheizungen betrieben, führten im Jahre 1854 den Bau von Dampfmaschinen ein, und dieser ist wesentlich unter Browns Leitung auf die bekannte hohe Stufe gebracht worden. Zu Browns damaligen Schöpfungen gehört die ältere Sulzer-Steuerung, die heute in unzähligen Abänderungen auf der ganzen Welt ausgeführt wird. Im Jahre 1871 begann Brown seine Tätigkeit an der Spitze der damals neu gegründeten Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur, der wir insbesondere neue Konstruktionen von Schnellzug- und Berglokomotiven verdanken. Zu Anfang der 80er Jahre ging dann Brown zur Maschinenfabrik Oerlikon über, wo er zwar nur zwei Jahre blieb, aber durch Einrichtung der elektrischen Abteilung auch hier für die Dauer gewirkt hat. Er folgte dann einem Rufe der Firma Armstrong, Mitchell & Co. in Newcastle, die in Pozzuoli bei Neapel eine Marinewerkstätte einrichtete und Brown zur Leitung des Unternehmens bestimmt hatte. Kurze Zeit darauf zog sich jedoch Brown ins Privatleben zurück. Er ließ sich zunächst in Neapel als Zivilingenieur nieder und ging 1891 nach Basel, wo er bis an sein unerwartet eingetretenes Lebensende in inniger Beziehung mit der Technik geblieben ist. Brown hat die Freude erlebt, seine technischen Fähigkeiten auf seine beiden Söhne vererbt zu sehen. Von ihnen ist die Firma Brown, Boveri & Cie. in Baden, Schweiz, begründet worden, und auf Charles Browns Einfluß ist es wohl zurückzuführen, daß diese Firma so frühzeitig den Bau der Parsons-Dampfturbine aufgenommen hat.

Man kann das Wirken Charles Browns nicht besser kennzeichnen, als mit den schlichten Worten, die Hr. Sulzer-Steiner bei seiner Bestattung am 9. Oktober sprach:

»Charles Brown war ein ausgezeichneter, hochtalentierter Konstrukteur, der nicht nur durch sein Talent, sondern auch durch seinen ausgezeichneten Charakter und durch seine heitere Art aller Sympathien gewann. Er wurde in kurzer Zeit eine bahnbrechende Persönlichkeit in der technischen Welt und ist geradezu der Gründer der Maschinenindustrie in der Schweiz und über deren Grenzen hinaus. Mit seinem großen Talente verband er einen eisernen Fleiß, und es war ihm vergönnt, bis in sein hohes Alter ohne Unterbrechung seiner Arbeit zu leben, von welcher er nun durch den Tod vom Arbeitstische abgerufen wurde.«

Rundschau.

Wir haben mehrfach über **Mittel zum Verhüten der Lunkerbildung in Stahlblöcken**[1]) berichtet. Zu diesem Zwecke kann auch die Erwärmungsmasse, »Thermit«, benutzt werden, die hierfür in einer besonderen Zusammensetzung, als sogenannter Lunkerthermit, geliefert wird. Nachdem

Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

sich auf der Oberfläche des Blockes eine Kruste gebildet hat, wird diese durchstochen, und in das Innere des Blockes wird eine Büchse Thermit, die an einen Eisenstab gebunden ist, eingeführt, s. Fig. 1. Die sofort eintretende chemische Reaktion verflüssigt den zum Teil bereits erstarrten Stahl und bewirkt, daß die Lunkeröffnungen völlig ausgefüllt werden. Es bildet sich alsbald ein Trichter, in den bereitgehaltener flüssiger Stahl nachgegossen wird. Zu beachten ist, daß die Büchse an der Stange gut befestigt sein muß, damit der Auftrieb sie nicht an die Oberfläche zurücktreibt. Die zylindrischen Büchsen werden mit einem Loch in der Achse geliefert, die Stange wird durchgesteckt und die Büchse nach Fig. 2 oder 3 mit Draht befestigt. Für einen Block von etwa 20 t genügt eine Büchse mit 10 kg Thermit. Das Verfahren wird in verschiedenen Werken für Blöcke und für Stahlgußstücke mit Erfolg angewendet.

Fig. 4.

Ferner teilt uns Hr. E. Kolben mit, daß in der Stahlgießerei der Elektrizitäts-A.-G. vorm. Kolben & Co. in Prag ein dem Beikirchschen (Z. 1905 S. 1342) ähnliches Verfahren seit etwa fünf Jahren benutzt wird. Die dort üblichen tragbaren, an die Gebläseleitung angeschlossenen Koksöfen, die in der Hauptsache zum Trocknen der Formen dienen, werden nach dem Gießen durch den Laufkran über die Stahlformgußstücke gebracht, und auf diese Weise wird der Trichter heiß gehalten, Fig. 4. In der erzeugt die Stahlgießerei Formguß; aber auch bei den für den eigenen Bedarf gegossenen Blöcken wird das Verfahren angewendet. Bemerkenswert ist der Koksofen, Fig. 5 und 6, bei dem sich die Windleitung in zwei Wege teilt: der eine führt unter den Rost, auf dem andern wird Wind durch die oberen Koksschichten gepreßt und die Stärke des Heizstrahles damit geregelt; beide Klappen werden gleichzeitig geöffnet und gemeinsam verstellt.

Fig. 5 und 6.

Auf der Werft der Koninglijke Maatschappij de Schelde in Vlissingen ist vor kurzem unter Leitung von Ingenieuren der Electric Boat Company ein **Unterseeboot** fertiggestellt worden, das, falls die Probefahrten gute Ergebnisse liefern, von der holländischen Marine übernommen werden soll[1]). Die Electric Boat Company, die ihren Sitz in den Ver-

[1]) s. Z. 1903 S. 1675; 1905 S. 1342, 1398.

[1]) de Ingenieur 16. September 1905.

einigten Staaten hat, macht sich zur Aufgabe, die von ihr erworbenen Patente des Erfinders John P. Holland auch in Europa auszunutzen.

Der Preis des Bootes beträgt 725000 ℳ, worin die Kosten für die Probefahrten eingeschlossen sind. Entsprechend den Abnahmebedingungen soll das Unterseeboot imstande sein, 3 Whitehead-Torpedos von 0,45 m Dmr. und 5,04 m Länge mit sich zu führen, die nacheinander abgeschossen werden können. Die Steuereinrichtungen des Bootes müssen in wagerechter und senkrechter Richtung anstandslos wirken. Der Luftvorrat an Bord muß so bemessen sein, daß er während einer 12stündigen Unterwasserfahrt zum Atmen der Besatzung und zum Lanzieren der drei Torpedos ausreicht. Der Schiffskörper soll den Wasserdruck in 30 m Tiefe aushalten können. Bei den Probefahrten in völlig aufgetauchtem Zustande soll während 12 Stunden mit mindestens 8 Knoten Geschwindigkeit, in halb untergetauchtem Zustande, wobei nur der Kommandoturm aus dem Wasser hervorsieht, während derselben Zeit mit 7 Knoten unter Benutzung des Benzinmotors gefahren werden. Die Probefahrt unter Wasser, bei der das Fahrzeug durch einen Elektromotor angetrieben wird, soll 3 Stunden dauern, wobei die Tauchtiefe in der ersten Stunde 7 m, in der zweiten und dritten Stunde durchschnittlich 3 m betragen soll. Ein zweimaliges Auftauchen von je 5 min Dauer ist während der Unterwasser-Probefahrt gestattet. Außerdem ist noch eine Probefahrt bei stürmischem Wetter vorgesehen.

Die Länge des Bootes beträgt 20 m, die Breite über Hauptspant 3 m, die Wasserverdrängung in völlig untergetauchtem Zustande 120 t. Der zigarrenförmige Schiffskörper trägt oben einen kleinen Kommandoturm und seitlich zwei Kiele zur Erhöhung der Stabilität. Im Vorderteil des Fahrzeuges befindet sich der Lanzierraum mit dem Ausstoßrohr, der durch eine an der Decke des Raumes in Angeln hängende Klappe von den übrigen Räumen abgeschlossen ist. Das wagerechte und das senkrechte Ruder werden mittels einer gewöhnlichen Handsteuervorrichtung bewegt; das senkrechte Ruder kann auch vom Deck des Bootes gesteuert werden, was bei der Fahrt im gänzlich aufgetauchten Zustande bequemer ist. Das aus dem Kommandoturm hervorragende Periskop ist mit einem Uhrwerk verbunden, das es beständig in Drehung versetzt, damit der Führer des Fahrzeuges den ganzen Horizont überblicken kann; natürlich läßt sich das Periskop bei bestimmten Manövern auch für eine Richtung einstellen. Zwei abschließbare Luftrohre von rd. 1,6 m Höhe über Deck dienen zur Luftzuführung bei der Oberwasserfahrt.

Die Lage des Unterseebootes läßt sich außer durch die Ruder auch durch Wasserballast verändern, der in verschiedene über das Fahrzeug verteilte Behälter eingefüllt und mittels Druckluft wieder entfernt werden kann. Beim Abschießen eines Torpedos strömt Wasser in das Lanzierrohr, wodurch das Gleichgewicht ungefähr wieder hergestellt wird. Werden die beiden andern vor dem Maschinenraum gelagerten Torpedos auch verbraucht, so muß diese Gewichtserleichterung, wenn das Fahrzeug weiter unter Wasser fahren soll, durch Einlassen von Wasser in die entsprechenden Ballastbehälter ausgeglichen werden. Um zu verhindern, daß das Fahrzeug in eine größere als die gewünschte Tiefe taucht, ist am Schiffskörper ein Ventil angebracht, das für verschiedene, den Tiefen entsprechende Drücke eingestellt werden kann. Sobald die Tiefe größer ist als gewünscht, wird durch den Druck des Wassers auf das Ventil Preßluft in einen der gefüllten Ballastbehälter gelassen und das Wasser ausgeblasen.

Im aufgetauchten Zustande wird das Boot von einem vierzylindrigen eingekapselten Viertaktmotor von rd. 160 PS und 360 Uml./min angetrieben. Der zum Antrieb unter Wasser dienende Elektromotor leistet während einer dreistündigen Fahrt rd. 75 PS; die 60zellige Akkumulatorenbatterie hat eine Kapazität von 1840 Amp-st bei 120 V. Wie bei den meisten Unterseebooten kann auch hier der Elektromotor bei der Oberwasserfahrt zum Aufladen der Akkumulatorenbatterie benutzt werden, wobei er als Dynamo vom Benzinmotor angetrieben wird. Der Benzinmotor treibt ferner einen Luftkompressor, der Luft von 160 at in 8 zylindrische Behälter drückt; durch Druckminderventile wird die Pressung auf 4 at gebracht und die Luft dann zum Laden und Lanzieren der Torpedos, zum Bedienen der Ballastbehälter und zum Anlassen des Benzinmotors verwendet. Für die Atemluft wird der Druck auf 1 at weiter vermindert.

Solange man für figürliche Darstellung innerhalb des Letterndruckes nur den Holzschnitt kannte, war die **Benutzung von Galvanos** insofern eine wertvolle und erwünschte Neuerung, als durch sie wertvolle Originalstöcke, die den Handpressendruck wohl aushielten, von der Schnellpresse aber stark mitgenommen wurden, geschont werden konnten. Mit der Einführung der Zinkätzung schien das Galvano in den Hintergrund gedrängt werden zu sollen, denn die Aetzung verträgt eine wesentlich höhere Auflage, ohne abgenutzt zu werden; als aber die Auflagen, namentlich die der illustrierten Zeitschriften, in der Folgezeit wesentlich in die Höhe gingen, so daß schon aus Mangel an Zeit nicht die ganze Auflage von einem Stock gedruckt werden konnte, mußte man wieder zum Galvano greifen, und hier drängten nun die Schwierigkeiten, die mit der altbekannten Herstellung nach einem Wachsabdruck verbunden sind, zu Verbesserungen. Namentlich für die Halbtonätzungen ist Wachs nicht das geeignete Mittel, um die ganz geringen Höhenunterschiede des Originales treulich wiederzugeben. Die Schärfe wird überdies durch die folgende Einstäubung mit Graphit vermindert. So hat man in neuester Zeit zu einem andern Stoff, dem Blei, gegriffen, und damit sind zwei Verfahren ausgebildet worden, die beide günstige Ergebnisse aufweisen können.

Das ältere ist das Verfahren von Dr. Albert, der zur Herstellung des Negatives eine dünne Bleiplatte benutzt, die in das Original auf einer Druckwasserpresse eingedrückt wird. Zwischen Preßstempel und Bleiplatte wird ein nachgiebiger Stoff (Papier) in dünner Schicht gelegt, der sich an den Stellen, wo keine Vertiefungen im Original vorhanden sind, hinreichend stark zusammendrückt und verhindert, daß das Blei zur Seite fließt.

Bei dem andern Verfahren von G. Fischer in Berlin wird auf der Rückseite der Bleiplatte ein waffelartiges Muster, das aus eng nebeneinander stehenden etwa 1 mm hohen Pyramiden besteht, eingewalzt, Fig. 1. Drückt der Preßstempel auf diese Platte, so werden an den Stellen, wo keine Vertiefungen im Original sind, die Spitzen der Pyramiden breitgedrückt, während über den Vertiefungen des Originals die ganze Platte in die Vertiefungen hineingedrückt wird, Fig. 2.

Fig. 1 und 2.

Der Preßdruck beträgt 300 bis 500 at, und zwar wird der höhere Druck für die Halbtonätzungen gebraucht, während Strichätzungen und Letternsatz mit geringerem Druck auskommen.

Die nun folgende Herstellung des Kupferniederschlages weicht im allgemeinen vom Ueblichen nicht ab. Da die ganze Platte des Negatives den Strom gut leitet, kann mit höheren Spannungen gearbeitet werden, wodurch die Zeit für die Bildung des Niederschlages abgekürzt wird. Das Ablösen der Kupferschicht von der Negativ-Bleiplatte ist recht einfach: das Negativ wird in ein Flüssigkeitsbad von etwas geringerem Schmelzpunkt als dem des Bleis gelegt, und da sich Blei und Kupfer in der Wärme verschieden stark ausdehnen, so wird der Zusammenhalt zwischen ihnen soweit gelockert, daß die dünne Kupferhaut leicht abgehoben werden kann, ohne daß das Bleinegativ für die weitere Herstellung von Galvanos unbrauchbar würde.

Die nach beiden Verfahren hergestellten Galvanos sind teilweise so vorzüglich, daß selbst der Fachmann kaum festzustellen vermag, zu welchem Druck das Galvano, zu welchem der Originalstock benutzt wurde. Die Größe der Galvanos ist bei dem Fischerschen Verfahren durch die Größe der Presse beschränkt, reicht aber für die meisten in der Drucktechnik vorkommenden Fälle aus. Nach dem Albertschen Verfahren können größere Galvanos hergestellt werden, da hier die ganze Fläche des Negatives nicht mit einemmal auf der Presse hergestellt, sondern in einzelne Streifen zerlegt wird, die nacheinander gepreßt werden. Das Verfahren ist so ausgebildet, daß auf der fertigen Platte die einzelnen Streifen nicht zu erkennen sind, das Ergebnis also dem des erstgenannten Verfahrens völlig gleicht.

Zum Befördern großer Gußstücke und Ingots hat die Pittsburg and Lake Erie Railroad kürzlich zwei **Plattform-Güterwagen** gebaut, die die ungewöhnlich hohe **Tragkraft von 68 t** aufweisen[1]). Der auf zwei Drehgestellen von 1475 mm Abstand und 600 mm Raddurchmesser ruhende Wagenrahmen ist ganz aus Profileisen und Blechen zusammengenietet. Die Hauptlängsträger *a*, Fig. 1 und 2, sind als Träger gleicher Biegungsfestigkeit in der Mitte 508 und an den Enden 330 mm

[1]) The Railway Gazette 25. August 1905 S. 155.

Fig. 1 und 2.

Plattform-Güterwagen der Pittsburg and Lake Erie R. R.

hoch und bestehen aus einem 11 mm dicken Stehblech mit beiderseits oben und unten angenieteten Winkeln, wodurch ein I-Querschnitt gebildet wird. Die Enden dieser Träger sind durch 330 mm hohe [-Träger *b* verbunden, während die Hauptquerstützen *c* des Wagenrahmens über den Drehgestellmitten als Kastenträger gleicher Biegungsfestigkeit mit 32 mm dicken Ober- und Untergurten aus Blech und Winkeleisen ausgebildet sind. Ihre Höhe beträgt in der Mitte 330, an den Enden 254 mm. Zur weiteren Verstärkung der mit Bohlen von 6,4 cm Dicke gedeckten Plattform dienen vier Längsträger *d*, ähnlich den Hauptlängsträgern als I-Profile gleicher Biegungsfestigkeit zusammengenietet, die durch 254 mm hohe [-Eisen in der Querrichtung gestützt sind. Die Zugkraft wird durch je vier kürzere 330 mm hohe [-Eisen *e* auf den Wagenrahmen übertragen. Das Gesamtgewicht des Wagens beträgt 22 t, woraus sich ein Achsendruck des beladenen Wagens von 22,5 t (gegenüber einem zulässigen Druck von 16 t auf deutschen Bahnen) ergibt.

Bilden die Betriebskosten eine »Eigenschaft« der Maschine?[1]) Ein Industrieller hatte von einem Maschinenfabrikanten eine Maschine gekauft. Bei ihrer Benutzung stellte sich heraus, daß die Betriebskosten viel höher waren, als der Käufer es sich gedacht hatte, und demgemäß verlangte er von dem Fabrikanten Rücknahme der Maschine, indem er geltend machte, auf den vorliegenden Fall habe § 119 des Bürgerlichen Gesetzbuches Anwendung zu finden, wonach derjenige, welcher sich bei Abgabe einer Willenserklärung über deren Inhalt im Irrtum befand, seine Erklärung anfechten kann, wenn anzunehmen ist, daß er sie bei Kenntnis der Sachlage und bei verständiger Würdigung des Falles nicht abgegeben haben würde. Als Irrtum über den Inhalt einer Erklärung, so besagt der erwähnte Paragraph weiter, gilt auch der Irrtum über solche Eigenschaften der Sache, die im Verkehr als wesentlich angesehen werden. Danach, so meinte der Käufer der Maschine, müsse das Geschäft unbedingt als rechtsungültig angesehen werden, denn niemals hätte er sich zu dem Erwerb der Maschine entschlossen, wenn er hätte ahnen können, daß die Betriebskosten so hoch seien, daß von einem rationellen Betriebe bei ihm gar keine Rede mehr sein könne. Das Oberlandesgericht Stuttgart hat diese Anschauung des Käufers der Maschine nicht gelten lassen. Richtig sei es ja, daß die Betriebskosten einer Maschine sehr wohl den Gegenstand einer Zusicherung bilden könnten. Habe der Maschinenfabrikant eine solche Versicherung abgegeben, und stelle sich später heraus, daß sie unrichtig sei, so habe gemäß § 463 des Bürgerlichen Gesetzbuches der Käufer das Recht, die Rückgängigmachung des Kaufes oder Preisminderung zu verlangen. Anders liege der Fall doch aber hier: Der Verkäufer hatte gar keine Zusicherung der fraglichen Art gegeben; dafür aber, daß der Käufer der Meinung gewesen sei, die Betriebskosten würden eine bestimmte Höhe nicht überschreiten, sei unmöglich der Maschinenfabrikant verantwortlich zu machen. Eine derartige Auslegung lasse sich dem oben erwähnten § 119 des Bürgerlichen Gesetzbuches unmöglich geben. Das würde nur dann möglich sein, wenn unter »wesentlicher Eigenschaft« einer Sache eine solche zu verstehen wäre, die für die Entschließung der Vertragschließenden erheblich wäre. Eine derartige Anschauung könne aber nicht als richtig angesehen werden. Wollte das Gesetz die »wesentlichen« Eigenschaften einer Sache, d. h. die im Verkehr allgemein als wesentlich anerkannten, den »gebrauchserheblichen« gleichstellen, so wäre dies sicher im § 119 zum Ausdruck gebracht worden. Man müsse doch auch bedenken, zu welchen Folgen es führen würde, wenn die Anschauung des Käufers der Maschine allgemein Geltung erlangte. Jeder Käufer könnte ja dann jedes Geschäft mit der Behauptung anfechten, er habe sich die Sache anders vorgestellt. Die Einräumung einer derartigen Freiheit für den einen Vertragsteil beim Kaufgeschäfte habe das Gesetz aber keinenfalls beabsichtigt. Der Käufer hatte demgemäß den vollen vereinbarten Preis für die Maschine zu bezahlen.

[1]) Altonaer Nachrichten vom 7. Oktober 1905.

Vor einigen Tagen ist der Geh. Hofrat **Dr. Heinrich Meidinger**, Professor der technischen Physik an der Technischen Hochschule Karlsruhe, im Alter von 75 Jahren **gestorben**. Meidinger, ein geborener Frankfurter, machte seine Studien in Gießen und Heidelberg unter der Leitung der Physiker Buff und Bunsen sowie bei Liebig. 1875 habilitierte er sich in Heidelberg für Technologie. Seine Antrittsvorlesung galt der Elektrizität in ihren technischen Anwendungen, einem Gegenstande, worüber damals zum erstenmal an einer Hochschule gelesen wurde. 1865 wurde Meidinger zur Leitung der neu gegründeten Landesgewerbehalle nach Karlsruhe berufen, wo er sich auch bei der Einrichtung und Erweiterung der Bibliothek rege beteiligte. Hier hatte er Gelegenheit, eine ausgedehnte literarische Tätigkeit zu entfalten und mehrere volkstümliche Lehrkurse zu leiten. Seit 1869 war Meidinger außerdem Inhaber der von ihm selbst geschaffenen Professur für technische Physik an der Hochschule zu Karlsruhe. Meidinger ist durch Berufung zum Preisrichter bei mehreren großen Ausstellungen sowie durch deutsche Ordensverleihungen vielfach ausgezeichnet worden.

Die Weichselstrom-Bauverwaltung hat einen neuen elektrisch betriebenen **See-Dampfbagger** in Dienst genommen, der eine Stromrinne in der neuen Mündung der Stromweichsel zur gefahrlosen Abführung des Eises in die See herstellen

und offenhalten soll. Der Bagger ist nach den Entwürfen des Maschinen-Bauinspektors Meiners zu Gr. Plehnendorf von der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft zu Lübeck, die den elektrischen Teil den Siemens-Schuckert-Werken zu Berlin übertragen hatte, gebaut worden. Mit Selbstfortbewegung als Einkettenbagger ausgestattet, kann er sowohl als Schwimmbagger wie auch als Prahmbagger mit Schüttrinnen an beiden Seiten benutzt werden. Die normale Leistung beträgt 170 cbm Baggerboden (Sand und Kies mit einem Gewichte von rd. 2000 kg/cbm). Diese Baggermasse wird durch Kreiselpumpen in einer Rohrleitung seitlich bis 600 m weit bei einer Ausmündungshöhe von 3,0 m über dem Wasserspiegel fortgeschwemmt oder in Dampfprähme von 150 cbm Inhalt gebaggert, die den Boden auf See bei einer Mindestwassertiefe von 20 m durch Klappen herausfallen lassen. Der Bagger kann bei einer Tiefe von 3,0 bis 8,0 m arbeiten.

Die Hauptabmessungen des Baggerschiffes, das sich bei 600 t Wasserverdrängung mit 12 km/st fortzubewegen vermag, sind:

Länge zwischen den Steven	44,5	m
Breite über Spanten	8,5	»
Seitenhöhe mittschiffs	3,3	»
Tiefgang bei voller Ausrüstung	2,16	»

Der **Turbinendampfer der Hamburg-Amerikalinie »Kaiser«**, der seit mehreren Wochen den Dienst zwischen Hamburg und den Nordseebädern versieht[1]), hatte Freitag den 6. Oktober bei der Ausfahrt nach Helgoland eine besondre Probe seiner Brauchbarkeit bei schwerem Wetter zu bestehen. Es herrschte starker Nord-West-Sturm (Windstärke 10). Trotzdem konnte das Schiff gegen den Wind mit 17 Seemeilen in der Stunde andampfen und nahm dabei nur wenig Wasser über. Der Dampfer »Kaiser« war das letzte Schiff, welches wegen des Sturmes noch in den Hafen einlaufen konnte. Sein günstiges Verhalten ist nicht weniger der Form und Bauart des Schiffskörpers als der Verwendung von Turbinen zum Antrieb zuzuschreiben. Besonders bemerkenswert war das Verhalten bei dem durch das Stampfen des Schiffes verursachten Heraustreten der Schrauben aus dem Wasser. Dampfmaschinen gehen dabei leicht durch und veranlassen hierdurch starke Erschütterungen des Schiffskörpers. Um diese abzuschwächen, muß man jedesmal beim Herausschlagen der Schraube den Dampf etwas absperren (drosseln), was eine ständige Bedienung erfordert. Bei den Turbinen des »Kaiser« erhöhte sich jedoch die Umlaufzahl nur sehr wenig; es war daher nicht nötig, abzustoppen. Der ruhige Gang des Schiffes wurde nicht beeinflußt, so daß das Herausschlagen den mitfahrenden Personen gar nicht bemerkbar wurde. Dieses Verhalten der Turbinen bei Sturm bedeutet einen besondern großen Vorzug für ihre Verwendung.

Dem englischen Parlament liegt ein **Gesetzantrag** vor, der **die Unterstützung Arbeitsloser** betrifft. Nach diesem Entwurf soll jeder Stadtkreis eine Behörde erhalten, der die Verteilung der Geldsummen an die Arbeitslosen und die Fürsorge, Arbeitslosen Beschäftigung zu verschaffen, obliegt. Die Arbeitslosen müssen jedoch von Notstandsausschüssen (distress committees) empfohlen sein, von denen einer für jeden Unterbezirk des Stadtkreises eingesetzt werden soll. Die erforderlichen Geldsummen sollen zum Teil durch freiwillige Beiträge aufgebracht werden, zum andern Teil durch eine Abgabe, die auf jedem steuerbaren Grundbesitz lastet, und zwar soll vom

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1654.

Werte des Grundbesitzes für jedes Pfund Sterling nicht unter 1/2 und nicht mehr als 1 Penny jährlich gezahlt werden. Diese Lösung des Problems der Unterstützung Arbeitsloser wird kaum durchführbar sein, da durch die Abgaben nur verhältnismäßig geringe Summen gewonnen werden können und es doch nicht angängig erscheint, gesetzliche Maßregeln auf die Privatwohltätigkeit zu gründen[1]).

Trotz aller innerpolitischen Erschütterungen scheint sich der südamerikanische Staat **Chile wirtschaftlich sehr rasch zu entwickeln** und einer aussichtsvollen Zukunft entgegen zu gehen, insbesondre seitdem in dem letzten Abkommen mit Argentinien und nach dem letzten Krieg mit Peru der Hafen Antofagasta in chilenischen Besitz übergegangen ist. Ueber einige an der Grenze mit Peru gelegene Landstriche muß noch eine Einigung erzielt werden. Die Regierung von Chile beabsichtigt gegenwärtig, eine rd. 3300 km lange Bahn zu erbauen, welche das Land westlich der Anden in seiner ganzen Länge von Irica bis Puerto Monte durchschneiden soll. Hierfür und für den Ausbau der Häfen Iquique, Antofagasta und Valparaiso ist eine Bausumme von 170 Mill. Pesos (1 Peso etwa = 1,80 ℳ) ausgeworfen worden. Den wichtigsten Gegenstand für die Ausfuhr des Landes bilden die jodhaltigen Salpeterlager der nördlichen Provinzen, vor allem bei Tarapaca. Nach einer annähernden Schätzung sollen diese Lager in ungefähr 100 Jahren erschöpft sein, aber die Gegend verfügt außerdem noch über bedeutende Lager von Kalisalzen und über gewaltige Lagerstätten von Kupfererzen. Die Salpeterausfuhr Chiles betrug im Jahre 1904 1402000 t, wovon die größte Menge über Antofagasta ging.

Der bisher fertiggestellte Teil des **Simplon-Tunnels** ist jüngst von Dr. Rosenmund, Professor am Polytechnikum in Zürich, genau vermessen worden. Hierbei hat sich ergeben, daß die vom Nordeingang ausgehende Tunnelachse nach Osten, die vom Südeingang ausgehende Achse nach Westen abweichen. In der Mitte des Tunnels sind beide Achsen wagerecht gemessen 202 mm, senkrecht gemessen 87 mm voneinander entfernt. Die Gesamtlänge des Tunnels beträgt nach dieser Messung 19755,52 m, während er nach der trigonometrischen Veranschlagung 19756,31 m lang sein sollte.

Die **Betriebsergebnisse der englischen Uganda-Bahn** haben sich als nicht so günstig herausgestellt, wie man ursprünglich angenommen hatte. Während des Betriebsjahres 1903/04 betrugen die Einnahmen rd. 2554000 ℳ, die Ausgaben dagegen rd. 3719000 ℳ. Die Gesamtlänge der Bahnlinie von Mombassa bis Uganda am Victoria-See beläuft sich auf 935 km. Daneben sind noch 64 km Zweigbahnen vorhanden, und im Anschluß an die Hauptlinie ist ein Dampferdienst auf dem Victoria-See eingerichtet. Die Lokomotiven werden nur noch mit Holz geheizt.

Berichtigung.

Zu den in Nr. 35 S. 1445 abgedruckten Aeußerungen des Hrn. Werner in der Sitzung des Fränkisch-Oberpfälzischen Bezirksvereines vom 13. April 1905 ist das Folgende zu bemerken:

1) Es handelt sich nur um Fäkalien, also menschliche Abgänge, nicht um Sinkstoffe allgemein.

2) Die pneumatischen Einrichtungen sind Luftsaugeeinrichtungen, welche den Inhalt der Gruben lediglich in die Transportfässer schaffen.

3) Diese Fässer werden durch Pferdefuhrwerk fortgeschafft.

[1]) vergl. Z. 1905 S. 951.

Patentbericht.

Kl. 13. Nr. 161358. Flammrohrkessel mit Ueberhitzer. H. Doyer, Rotterdam (Holl.). Von der Kesselfeuerung ist die Feuerung für den Ueberhitzer *e, f* hinter der Feuerbrücke *h* mittels eines im Flammrohr *b* liegenden Rohres *g* abgezweigt.

Kl. 47. Nr. 162542. Federnder Bolzen. D. Marshall, Cheltenham, J. F. Carr und H. W. Michelmore, Exeter (Engl.). Von dem zylindrischen Schaft *a* sind in der Querrichtung abgerundete Teile *b, c, d* fortgenommen, so daß der Bolzen sowohl in der Längs- als auch in der Querrichtung nachgeben kann. Die Ausnehmungen können auch schraubenförmig verlaufen.

Kl. 47. Nr. 162381. Ventilpuffer. F. A. Neuhaus, Charlottenburg, und M. Hochwald, Berlin. Zwischen dem Boden *c* und dem Deckel *f* des Pufferkolbens spielt, gegen *c* undrehbar, ein leichtes Ventil *e*, dessen Durchlochungen mit denen des Bodens übereinstimmen, während die Durchlochungen des Deckels durch dessen Verdrehung und Feststellung mittels Schraube *h* so eingestellt werden können, daß jeder gewünschte Grad der Drosselung erreicht wird. Beim Heben der durch die Schraube *i* einstellbaren Ventilstange *b* legt sich *e* auf *c* und gibt der Flüssigkeit freien Durchgang. Beim Fallen des Ventiles liegt *e* auf *f*, und die Drosselung findet statt, sobald *c* in den Zylinder *a* eintritt.

Kl. 14. Nr. 162137. Turbinenschaufelbefestigung. H. Lentz, Berlin. Das Rad ist am Umfang durch Stäbe *b* und Aussparungen *d* gitterförmig gestaltet. Die Schaufeln *a* sind an ihrem Rücken mit einem Schlitz versehen. Sie werden auf die Gitterstäbe *b* aufgeschoben und durch Umbörteln der Kanten *c* oder durch Stifte gesichert, so daß besondre Befestigungsteile an den Schaufeln vermieden sind.

Kl. 24. Nr. 162371. Vorrichtung zum Anzünden des Brennstoffes auf dem Rost. W. Grimm, Zwickau i/S. Unter dem Rost *a* ist fest oder auswechselbar ein rostartiges Gitter *b* zur Aufnahme der Anfeuerung angeordnet. Dadurch kann stets genügend frische Luft zu der Anfeuerung treten, und das Verschütten der Zünder beim Aufgeben der Kohle wird verhindert.

Kl. 88. Nr. 162321. Druckwassermaschine. H. und F. Kampmann, Haan bei Elberfeld. Der in einem Kreisbogen schwingende und den Verteilschieber *e* durch Bogenstangen *o*, *p* umstellende Flügelkolben *k* ist mit dem Teile *g* des Gehäuses *ug* starr verbunden, wodurch die Achsenstopfbüchse erspart und das Verschleichen des Druckwassers auf die Gegenseite des Kolbens unmöglich gemacht wird.

Kl. 87. Nr. 162570. Elektrisches Werkzeug. P. Schiemann, Kleinzschachwitz-Zschieven bei Dresden. Die beiden Spulen *c d*, durch deren abwechselndes Ein- und Ausschalten der als Schlagbolzen dienende Anker *a* im Rohre *b* hin- und herbewegt wird, sind aus einzelnen Wicklungen $c_1, c_2 \ldots$ und $d_1, d_2 \ldots$ zusammengesetzt, die zur Vermeidung der schädlichen Funkenbildung beim Hubwechsel der Reihe nach bei einer Spule aus und gleichzeitig bei der andern eingeschaltet werden. Hat *a* kurz vor dem Schlage den Steuerschieber *l* auf dem aus isolierten Teilen *o*, *r*, *s*, *t*, *u* bestehenden Stabe *m* in die dargestellte Lage geschoben, so wird der Strom von *x* her mittels Kurzschlusses *o l s* durch die ganze Spule *d* nach *y* geleitet; *a* wird also zurückbewegt, bis kurz vor dem Hubwechsel die Teile *r*, *t* durch *l* verbunden werden und der Strom den Weg $x c_1 r l t d_1 y$ nimmt, so daß auch durch die gegenseitige Induktion von c_1 und d_1 die Funkenbildung geschwächt oder ganz aufgehoben wird; dann erst wird durch den Kurzschluß *s l u* die Spule *d* ganz aus- und *c* ganz eingeschaltet. Aehnlich beim andern Hubwechsel.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Motorwagen im Eisenbahnbetriebe.

In Z. 1905 S. 1542 und 1543 sind Angaben über eine Veröffentlichung von mir in Glasers Annalen gemacht, die mich nötigen, um Aufnahme einiger Berichtigungen zu bitten.

I) zu Fußnote 1) auf S. 1542. Die Angabe ist mir bekannt. Sie steht schon im 13. Ergänzungsband des »Organs« 1903 S. 366. Die Stelle ist von mir angeführt auf S. 13 der »Annalen«, wenn auch der Kohlenverbrauch dort nicht angegeben ist. Es handelt sich eben um besonders leicht gebaute Wagen von 0,75 t Raddruck mit entsprechend dünnen Achsschenkeln für eine Bahn von 0,76 m Spurweite. Gerade für diesen Fall ist von mir die Zweckmäßigkeit der Verwendung von Dampfwagen ausdrücklich zugegeben (S. 13 Abs. 2 in Sp. 1 der »Annalen«). Wie deshalb der Verfasser in Fußnote 2) auf S. 1543 zu dem Schluß kommt, daß ich »von vornherein der leichten Lokomotive den Vorzug vor dem Motorwagen gebe«, ist mir unverständlich.

II) Wenn dem Verfasser meine Zahlen nicht gefallen, so bedauere ich das. Die von mir benutzten Quellen schöpfen ausnahmslos aus den amtlichen Mitteilungen der betreffenden Eisenbahnverwaltungen.

III) Die Angabe in der Fußnote 2) auf S. 1542 ist mindestens sehr ungenau. Ich habe gesagt (»Annalen« S. 91 Sp. 1 Zeile 10 v. u. ff.), daß die starke Zunahme des Personenverkehrs »nicht allein oder wahrscheinlich nicht einmal vorwiegend eine Folge der Vermehrung der Züge ist«, und habe dies eingehend begründet.

C. Guillery.

Sehr geehrte Redaktion!

Auf die Zuschrift des Hrn. Guillery erlaube ich mir folgendes ergebenst zu erwidern:

zu I und II) Hr. G. ist der Ansicht, daß sich die von mir angegebenen Zahlen wegen der leichten Bauart des Wagens nicht für denjenigen Vergleich eignen, den er seiner Rentabilitätsberechnung zugrunde gelegt hat. Das ändert aber nichts an der Tatsache, daß die Ergebnisse neuerer Versuche mit Eisenbahnmotorwagen in der ins Auge springenden Aufstellung nicht berücksichtigt sind, und daß für heutige Verhältnisse die von Hrn. G. benutzten, auf veralteten Versuchen beruhenden Werte zu hoch gegriffen sind. Man wird doch Kohlenverbrauchzahlen, wie sie beinahe dem 100 pferdigen Dampfwagen von Ganz & Co., s. S. 1549, entsprechen, nicht einen solchen Vergleich zugrunde legen. Zudem wird von der Hannoverschen Waggonfabrik, welche die Ganzschen Dampfwagen für Deutschland ausführt, ein Kohlenverbrauch von 1,5 bis 2,5 kg/km je nach Leistung des Wagens garantiert.

Im übrigen sollte mein Zweifel nicht den von Hrn. G. angegebenen Zahlen, sondern der von ihm aufgestellten, umgearbeiteten Rentabilitätsberechnung gelten.

Fußnote 2) auf S. 1543 steht mit derjenigen auf S. 1542 in gar keinem Zusammenhang. Ich gebe indessen zu, mich mißverständlich ausgedrückt zu haben. Gemeint war: Hr. G. geht von besonders leichten Lokomotiven aus, während ich auf S. 1543 von der normalen Lokomotive ausgegangen bin, um die Zuggewichte miteinander zu vergleichen. Daraus erklärt sich der Unterschied in den erhaltenen Zahlen.

zu III) Im Sinne der Gesamtausführungen des Hrn. G. habe ich die angeführte Stelle nicht anders auffassen können, wenngleich sich Hr. G. an dieser nicht so bestimmt ausgesprochen hat, wie das meine Fußnote voraussetzt.

Hochachtungsvoll

Arnold Heller.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **achtundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

B. Loewenherz und **A. H. van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.

C. Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** ist, soweit der Vorrat reicht, für diejenigen Mitglieder, die es noch nicht bestellt haben, im Postinlande für 2 *M*, im Postauslande für 2,50 *M* portofrei zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 44. Sonnabend, den 4. November 1905. Band 49.

Inhalt:

Ludwig Ehrhardt †

In der Nacht vom 29. auf den 30. September d. J. ist in Malstatt-Burbach Dr.-Ing. h. c. Ludwig Ehrhardt, Mitbegründer, langjähriger Leiter und Gesellschafter der Maschinenfabrik Ehrhardt & Sehmer G. m. b. H. in Schleifmühle bei Saarbrücken verschieden. Mit dem Entschlafenen ist wieder einer der Ingenieure aus seinem Wirkungskreis abberufen worden, denen die deutsche Technik ihre Entwicklung und heutige Bedeutung, ihr hohes Ansehen auf dem ganzen Erdenrunde verdankt.

Ludwig Ehrhardt wurde am 17. September 1838 im pfälzischen Kantonshauptorte Mutterstadt geboren. Nachdem er im Herbst 1854 die Gewerbeschule in Landau mit bestem Erfolge durchgemacht hatte und darauf bei einem Mechaniker und Pumpenmacher 18 Monate in der Lehre gewesen war, besuchte er die Königl. polytechnische Schule in Augsburg, die er im Herbst 1858 mit Auszeichnung verließ.

Nach Beendigung seiner Studienzeit arbeitete Ehrhardt zunächst 6 Monate als Maschinenschlosser in St. Ingbert (Pfalz) und trat dann am 1. April 1859 in das technische Bureau der damals schon sehr bedeutenden Maschinenfabrik Augsburg ein. Infolge Beschäftigungmangels, herbeigeführt durch den Ausbruch des italienisch-französischen Krieges, mußte er diese Stellung bald wieder aufgeben; erst nach langem Suchen fand er in einer kleinen Maschinenfabrik bei Gleisweiler (Pfalz) wieder Beschäftigung. Während er hier von morgens 6 bis 8 Uhr als Arbeiter in der Werkstatt, von 8½ bis 12 Uhr als Konstrukteur und von 1 bis 7 Uhr nachmittags wieder als Arbeiter tätig war, konstruierte er seine erste Dampfmaschine, die auf einer Industrieausstellung in Kaiserslautern sehr beifällig beurteilt wurde.

Im Frühjahr 1860 wurde Ehrhardt als Zeichner im technischen Bureau der Dinglerschen Maschinenfabrik in Zweibrücken (Pfalz) angestellt. Hier brachte er es in kurzer Zeit zum ersten Konstrukteur und im Laufe der Jahre zum Oberingenieur. Er konstruierte in dieser Stellung vorwiegend Betriebsdampfmaschinen und Dampfkessel, aber auch Turbinen, Transmissionen und verschiedenartige Arbeitsmaschinen.

Im Jahre 1864 machte Ehrhardt den Versuch, angeregt

durch die Ericssonsche Heißluftmaschine, eine geschlossene Feuerluftmaschine zu bauen, die mit gepreßter Luft von 5 bis 6 at und einer Temperatur von 4 bis 500° C arbeiten sollte. Das Unternehmen scheiterte daran, daß es ihm nicht gelang, in dem schachtförmigen geschlossenen Verbrennungsofen den Kohlenstoff zu Kohlensäure zu verbrennen. Da zur Durchführung weitgehende Aenderungen und kostspielige Versuche notwendig gewesen wären, gab Ehrhardt den Bau dieser Maschine wieder auf, trotzdem sie auf vollständig richtigen Grundsätzen aufgebaut war.

Ehrhardt erkannte schon frühzeitig den Wert einer weitgehenden Expansion des Dampfes für die Wärmeausnutzung des Brennstoffes. Dementsprechend hatte er eine Dampfmaschine, welche die Dinglersche Maschinenfabrik auf der Weltausstellung in Paris 1867 ausstellte, mit einer von ihm erfundenen Expansionssteuerung ausgerüstet. Den dreimonatlichen Aufenthalt in Paris, während dessen er diese Maschine aufstellen und wieder abreißen ließ, benutzte Ehrhardt zu eifrigen Studien in den Pariser Sammlungen und auf der Ausstellung selbst, wodurch er seinen Gesichtskreis ganz außerordentlich erweiterte und auch vielseitige Anregung für sein ferneres Schaffen empfing. Zugleich hatte er die Genugtuung, daß seine Maschine mit der silbernen Denkmünze bedacht wurde.

Im Auftrage der Dinglerschen Maschinenfabrik machte Ehrhardt Reisen nach der Schweiz, nach Wien, Pest, Oesterreichisch-Galizien, Brünn und Prag, um die großen ungarischen Getreidemühlen sowie die Einrichtungen und Fabrikationsverfahren in den bedeutenden Maschinenfabriken der Schweiz und Oesterreichs zu studieren.

Neue Anerkennung erwarb sich Ehrhardt auf der Weltausstellung in Wien 1873, wo die Dinglersche Maschinenfabrik eine von ihm konstruierte Verbundmaschine für 10 at Dampfdruck mit Kondensation im Betrieb vorführte. Diese Dampfmaschine, welche die für die damalige Zeit außerordentlich hohe Umlaufzahl von 120 i. d. Min. hatte, war mit einer rotierenden Kegelhahnsteuerung ausgerüstet, bei der die Expansion selbsttätig durch den Regulator verstellt wurde; sie entsprach schon allen Anforderungen, die man 10 Jahre später an eine gute Betriebsmaschine zu stellen begann. Die höchste Auszeichnung der Ausstellung, das Ehrendiplom, krönte diese Leistung der Dinglerschen Maschinenfabrik; ihr Konstrukteur Ehrhardt erhielt die Denkmünze für Mitarbeiter.

Am 1. April 1876 verließ Ehrhardt Zweibrücken, um mit Theodor Sehmer die Maschinenfabrik Schleifmühle bei Saarbrücken zu gründen.

Die guten Beziehungen, die Ehrhardt in seiner früheren Stellung mit den Inhabern und Leitern der meisten industriellen Unternehmen der Pfalz und des Saarrevieres hatte anknüpfen können, kamen der jungen Fabrik in der damaligen Zeit geschäftlichen Tiefstandes außerordentlich zustatten und verschafften ihr Arbeit. Insbesondre wurde ihr die Lieferung einer großen Fördermaschine mit Ehrhardtscher Schleppventilsteuerung freihändig übertragen. Hierdurch sowie durch den Umbau älterer Fördermaschinen und deren Ausrüstung mit dieser Schleppventilsteuerung wurde die Aufmerksamkeit weiter Kreise auf die Firma Ehrhardt & Sehmer gelenkt. Ferner machte sich Ehrhardt sehr verdient durch die Konstruktion und Einführung raschlaufender unterirdischer Wasserhaltungsmaschinen für Bergwerke, die durch Verbunddampfmaschinen mit Kondensation angetrieben wurden. Von diesen Maschinen, die durch ihre Zweckmäßigkeit, Anpassungsfähigkeit an die Betriebsverhältnisse und ihren sparsamen Betrieb überhaupt für viele Jahre vorbildlich wurden, lieferten Ehrhardt & Sehmer die erste an eine fiskalische Grube des Saarrevieres; in der Folge wurden bei fortwährender Vervollkommnung der ursprünglichen Bauart bis zum Jahre 1902 über 200 Stück dieser Maschinen — zum Teil von sehr großen Leistungen — geliefert, welche zusammen rd. 38000 PS darstellen.

Die Einführung des Thomasverfahrens in den Eisenhütten an der Saar und Mosel während der Jahre 1878 bis 1881 hatte die Anlage von Duowalzenstraßen mit unmittelbar angreifenden Umkehr-Dampfmaschinen zur Folge. Diese Maschinen wurden anfänglich aus England bezogen, bis Ehrhardt gelegentlich eines geschäftlichen Besuches bei Gebrüder Stumm in Neunkirchen auf die großen grundsätzlichen und konstruktiven Mängel dieser englischen Maschinen hinwies und von dem Chef der Firma Gebrüder Stumm infolgedessen beauftragt wurde, mit zwei Stummschen Beamten zusammen in England an den in Betrieb befindlichen Maschinen zu prüfen, ob seine Beanstandungen den Tatsachen entsprächen. Auf Grund dieser Studien brachte Ehrhardt eine neue Art von Walzwerks-Umkehrmaschinen in Vorschlag, den Umkehr-Drilling, der frei von den Mängeln der englischen Maschinen, eine große Anpassungsfähigkeit an alle Anforderungen der Fabrikation, hohe Betriebsicherheit und sehr mäßigen Dampfverbrauch erwarten ließ. Ein solcher Drilling mit unmittelbarem Antrieb der Walzenstraße wurde von Ehrhardt & Sehmer für das Neunkircher Eisenwerk gebaut, und seine guten Betriebsergebnisse hatten den Erfolg, daß diese Walzenzugmaschine einen wahren Siegeslauf durch die Welt antrat. Nicht weniger als 37 solcher Maschinen haben Ehrhardt & Sehmer im Laufe der Jahre geliefert, darunter viele sehr große mit Leistungen bis zu 10000 PS.

Unter diesen Umständen entwickelte sich das junge Unternehmen Ehrhardts rasch zu einer leistungsfähigen Maschinenfabrik, deren Ruf ständig wuchs.

Bald nach Inbetriebsetzung des ersten Umkehr-Drillings wurde Ehrhardt & Sehmer der Bau eines Umkehr-Zwillings mit Zahnradvorgelege zum Antrieb eines Blockwalzwerkes übertragen. Auch diese Form von Walzenzugmaschinen fand solchen Anklang, daß nach und nach noch 23 Stück dieser großen Maschinen bestellt wurden.

In die Zeit der Einführung der Drillingsmaschinen fällt auch die Konstruktion des Ehrhardtschen Achsenreglers.

Im Jahre 1885 beteiligte sich Ehrhardt in Gemeinschaft mit Oberbergrat Nasse und Professor Gutermuth an der Lösung der vom Verein deutscher Ingenieure gestellten Preisaufgabe, genaue und ausführliche Versuche über die vorteilhafteste Dampfgeschwindigkeit in langen Rohrleitungen anzustellen. Der Arbeit der genannten Herren wurde der Preis voll zuerkannt.

Auf Grund von Ehrhardts Vorschlägen für ein Hochofengebläse, das wirtschaftlicher arbeiten und doppelt so rasch wie die bis dahin gebräuchlichen laufen sollte, wurde seiner Firma im Jahre 1886 das erste raschlaufende Hochofengebläse mit Verbunddampfmaschine in Auftrag gegeben. Auch diese Maschinengattung bewährte sich gut und führte zu weiteren Bestellungen.

Veranlaßt durch die häufigen Betriebstörungen, die ein Hüttenwerk des Saarrevieres infolge von Schäden an seinem Stahlwerkgebläse erfuhr, befaßte sich Ehrhardt im Jahre 1894 mit der Konstruktion solcher Gebläse, insbesondre ihrer Windventile. Das erste von ihm gelieferte Stahlwerkgebläse befriedigte im Betrieb durchaus und kann noch heute in seinen Grundzügen als mustergültig angesehen werden. Die im Laufe des Jahres noch etwas vervollkommente Konstruktion der Windventile ist auch auf die durch Gasmaschinen angetriebenen Gebläse übertragen, die bis 125 Doppelhübe in der Minute machen und heute eine Spezialität der Firma Ehrhardt & Sehmer sind.

Als infolge des Riedlerschen Vorgehens zu Ende der 90er Jahre des vorigen Jahrhunderts raschlaufende, mit Elektromotoren unmittelbar gekuppelte Pumpen verlangt wurden, konnte Ehrhardt an seine früheren Konstruktionen raschlaufender Pumpen anknüpfen, die sich bei Umlaufzahlen bis zu 115 in der Minute wohl bewährt hatten. Nach vorausgegangenen Studien und Versuchen an einer solchen früher gelieferten Pumpe konstruierte er für die Weltausstellung in Paris 1900 eine Drilling-Tauchkolbenpumpe, die während der ganzen Dauer der Ausstellung mit 220 Uml./min in tadellosem Betrieb gestanden hat und mit der goldenen Denkmünze ausgezeichnet worden ist.

Unter dem Gesamtnamen »Expreßpumpe Schleifmühle« wurden noch drei andre Formen raschlaufender Pumpen geschaffen, die sich als unterirdische Wasserhaltungsmaschinen so gut bewährt haben, daß bis heute über 80 solcher elektrisch angetriebener raschlaufender Pumpen mit zusammen 18000 PS von der Maschinenfabrik Schleifmühle geliefert werden konnten.

Als zu Beginn des 20sten Jahrhunderts die Ausnutzung der Gichtgase und Koksofengase in Gasmaschinen aufgenommen wurde, befaßte sich Ehrhardt auch mit dieser Frage und veranlaßte die von ihm gegründete Maschinenfabrik, die Fabrikation von Großgasmaschinen als Hauptspezialität aufzunehmen.

Am 1. Juli 1904 trat Ehrhardt von der technischen Leitung und Geschäftsführung seiner Firma zurück, behielt aber als Mitglied des Aufsichtsrates bis zu seinem Tode den nötigen Einfluß auf das durch seine Geisteskräfte hochgebrachte Unternehmen.

Die in jedem Jahre notwendig gewordenen Vergrößerungen der Fabrik beweisen, in wie hohem Maße die Erzeugnisse der Firma Ehrhardt & Sehmer stets den Anforderungen der Neuzeit entsprochen haben. Die Fabrik bedeckt heute einen Flächenraum von 130000 qm, wovon 40000 qm bebaut sind, und beschäftigt 800 Beamte, Meister und Arbeiter. Der Absatz der Fabrik erstreckt sich seit Jahren auf die Industriestaaten aller Weltteile.

Aber auch in der sozialen Fürsorge für ihre Angestellten sind Ehrhardt & Sehmer nicht zurückgeblieben. Eine Kranken- und Versorgungskasse, eine Sparkasse, zu der die Firma neben einer Verzinsung von 5 vH noch eine Prämie von 3 vH beiträgt, eine Fortbildungsschule für Lehrlinge, eine Arbeiterbibliothek, eine Bade- und Speiseanstalt dienen den Interessen der Arbeiter, während für die Beamten eine Versorgungskasse besteht.

Die außergewöhnlichen geistigen Fähigkeiten, über die Ehrhardt verfügte, hatten ihn während seiner Tätigkeit als Ingenieur frühzeitig erkennen lassen, daß dem Studium der Arbeitsvorgänge im Zylinder der Dampfmaschine besondre Aufmerksamkeit zugewendet werden müsse, wenn Erfolge im Dampfmaschinenbau erzielt werden sollten. Infolge dieser Studien schuf er, seiner Zeit stets vorauseilend, Konstruktionen, die in bezug auf Ausführung und Wirtschaftlichkeit die Zeitgenossen überraschten und meist auch bis auf den heutigen Tag als mustergültig betrachtet werden müssen.

So war, wie schon erwähnt, Ehrhardt einer der ersten, die den Wert einer weitgehenden Expansion des Dampfes in der Dampfmaschine für die Wirtschaftlichkeit des Dampfverbrauches richtig erkannten und diese Erkenntnis praktisch nutzbar machten, in der Erwägung, daß bei veränderlicher Leistung der Dampfmaschine nur durch entsprechende Veränderung der Expansion, nicht aber durch Drosselung des Eintrittsdampfes ein sparsamer Dampfverbrauch zu erzielen sei.

Auch den Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf die Dampfverluste infolge der Zylinderkondensation erkannte Ehrhardt frühzeitig; er war daher einer der ersten, welche hohe Kolbengeschwindigkeiten und hohe Umlaufzahlen bei Dampfmaschinen anwendeten. Ebenso war er sich über den Einfluß der Kompression im Zylinder und der Abmessungen der Dampfkanäle bald im klaren, ferner darüber, daß von der Heizung der Mäntel und Deckel wirtschaftliche Erfolge nur erwartet werden könnten, wenn die Temperatur des Heizdampfes den Temperaturverhältnissen der betreffenden Zylinderteile angepaßt würde.

Ehrhardt hatte gleich zu Beginn der Anwendung der Verbundbauart bei Dampfmaschinen richtig erkannt, daß bei den damals zur Verfügung stehenden niedrigen Dampfdrücken nur mit guten Kondensationsanlagen wirtschaftliche Vorteile durch diese Bauart erzielt werden könnten; er wies nach, daß bei den herrschenden Dampfspannungen Hochdruck-Umkehrmaschinen in Tandemanordnung nicht betriebsfähig seien, weil beim Umkehren und Anlaufen der Niederdruckzylinder geradezu als Bremse wirkte.

Auch den Wert der Hirnschen Versuche über Dampfüberhitzung schätzte Ehrhardt sofort richtig ein. Wenn er trotzdem nach den ersten praktischen Versuchen von der Anwendung der Dampfüberhitzung Abstand nahm, so geschah dies, weil es damals an einem geeigneten Schmieröl für Heißdampfzylinder fehlte.

Die Erkenntnis der wirtschaftlichen Möglichkeit, bei richtiger Wahl der Leitungsverhältnisse Dampf auf große Entfernungen fortzuleiten, veranlaßte Ehrhardt, dem Bau unterirdischer Wasserhaltungsmaschinen als erster näherzutreten, und er erzielte mit diesen Maschinen einen der schönsten Erfolge seines Lebens.

Ehrhardt war ein Meister der Konstruktion schwerer Dampfmaschinen; er löste die Aufgabe, die Massen richtig und sparsam zu verteilen, in mustergültiger Weise; seine Maschinen zeichneten sich daher stets neben zweckmäßiger Form, stabiler Bauart und ruhigem Gang durch ein gefälliges Aeußere aus.

Auch in der Verwendung der Metalle zu den einzelnen Maschinenteilen war Ehrhardt bahnbrechend. Er gebrauchte als einer der ersten bei Benutzung von Stahlwellen Weißmetall für die Lagerschalen, Gußeisen für die Steuerventile der Dampfzylinder, Stahlformguß für die hin- und hergehenden Maschinenelemente usw.

Ehrhardt führte die Schraubenräder für den Antrieb der Steuerwellen ein, konstruierte den ersten brauchbaren Achsenregler und bildete die Meyersche Steuerung als vollkommen entlastete Rundschiebersteuerung aus, wodurch er sie für die größten Maschinen brauchbar und ökonomisch machte.

Die Verdienste Ehrhardts werden von allen Fachgenossen anerkannt; sein Wirken wird noch lange auf den Dampfmaschinenbau von Einfluß sein; es war daher eine dankenswerte Tat des Senats der Technischen Hochschule in Darmstadt, daß er anläßlich der im vorigen Jahr in Frankfurt a/M. und Darmstadt tagenden Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure Ehrhardt die höchste akademische Würde verlieh, indem er ihn zum Doktor-Ingenieur ehrenhalber ernannte.

Aber nicht minder aufrichtig wie als Ingenieur wurde Ehrhardt als Mensch von allen Fachgenossen und Bekannten geachtet und verehrt. Bei seinem umfassenden Wissen und den großen Erfolgen seiner Tätigkeit bewahrte er sich bis an sein Lebensende die lauterste Gesinnung und eine Bescheidenheit, welche jeden, der das Glück hatte, ihm näher zu treten, zur Hochachtung und Wertschätzung zwang. Selten hat ein Fachmann wie er objektiver über die Arbeiten andrer geurteilt; er war immer geneigt, solche Leistungen anzuerkennen, auch wenn sie sein eigenes Arbeitsgebiet betrafen und ihm im wirtschaftlichen Leben oft scharfen Wettbewerb bereiteten. Ebenso hat er stets der Mitwirkung seiner Mitarbeiter und Untergebenen den gebührenden Anteil am Preis seiner Arbeit zukommen lassen.

Sein bescheidenes Wesen veranlaßte Ehrhardt, sich von der Betätigung im öffentlichen und politischen Leben fern zu halten, desto mehr aber seine ganze Arbeitskraft den Unternehmen zu widmen, deren Förderung ihm anvertraut war. Wie sein ungewöhnlich entwickeltes Pflichtgefühl für seine eigene Person keine Schonung zuließ, so forderte er auch von seinen Untergebenen volle Hingabe an ihren Beruf; auf der andern Seite war er ihnen aber auch stets ein väterlicher Freund und Berater, ein Wohltäter, der gern helfend eingriff, wo sich nur Gelegenheit dazu bot.

Aber noch mehr als seine Fachgenossen hat seine Familie, haben seine zahlreichen Freunde durch den Tod dieses vortrefflichen Mannes verloren. Um den Heimgegangenen trauern die tiefgebeugte Gattin und vier Söhne; nur in ihrem Kreise suchte und fand er Erholung und Zerstreuung, deren er zur Stärkung für den kommenden Tag bedurfte.

Ehrhardt war Mitglied des Vereines deutscher Ingenieure seit dem Jahre 1865; außerdem gehörte er dem Verein deutscher Eisenhüttenleute, der Schiffbautechnischen Gesellschaft und zahlreichen andern Fach- und politischen Vereinen als Mitglied an. Obschon nicht in besondern Aemtern tätig, weil ihm dazu die Zeit fehlte, stellte er unserm Vereine doch jederzeit seine reichen technischen Kenntnisse und praktischen Erfahrungen gern zur Verfügung. So beteiligte er sich noch kürzlich aufs lebhafteste an dem Meinungsaustausch über den Begriff der indizierten Leistung bei Verbrennungskraftmaschinen, sowie an den Ausschußverhandlungen unsres Bezirksvereines über die vom Verein deutscher Ingenieure aufgestellten Normen für die Untersuchung von Kraftgaserzeugern und Verbrennungskraftmaschinen. Auch bei der Sammlung des Materials für die im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure bearbeitete »Geschichte der Dampfmaschine« hat sich Ehrhardt in umfassender Weise beteiligt und dadurch unserm Verein sehr schätzbare Dienste geleistet. Sein Rat in allen technischen Fragen wird insbesondre von unserm Bezirksverein sehr häufig schmerzlich vermißt werden.

So verlieren wir in Ludwig Ehrhardt einen mit reichen Gaben des Geistes und des Herzens ausgerüsteten Mann, einen hervorragenden deutschen Ingenieur, dessen Wirken noch lange in der deutschen Technik zu spüren sein wird, dem wir für alle Zeiten ein treues Andenken bewahren werden.

Er aber ruhe nach der Arbeit seines Lebens, nach dem Leid der letzten Monate aus in ewigem Frieden!

Der Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein deutscher Ingenieure.

Fr. Ackermann, Vorsitzender.

Die Weltausstellung in Lüttich 1905.

Die Werkzeugmaschinen[1]).

Von G. Schlesinger.

Bei fast allen kleineren und mittleren Werkzeugmaschinen der Lütticher Weltausstellung ist für den Antrieb die einfache Riemenscheibe mit Motor von unveränderlicher Umlaufzahl und mechanischem Geschwindigkeitswechsel gewählt, bei sämtlichen großen Maschinen dagegen der Stufenmotor. Es hat den Anschein — und das möchte ich dem Vorbericht hinzufügen —, als ob die Preisfrage ausschlaggebend sei. Wer mit dem Stufenmotor rechnet, muß ihn auch mit liefern, d. h. eine Sonderkonstruktion der betreffenden Maschine entwerfen und den hohen Preis des Stufenmotors von vornherein mit einrechnen. Dieser Mehrpreis fällt bei kleinen Maschinen stark ins Gewicht, bei großen spürt man ihn weniger. Außerdem fällt es niemandem ein, schwere Maschinen auf Vorrat zu bauen; bei kleinen aber ist man dazu gezwungen, sonst lohnt die

Fig. 1.

Drehbank von John Lang & Sons, Johnstone.

[1]) Vergl. den Vorbericht von P. Möller Z. 1905 S. 1457.

Fig. 2.
Drehbank von Rumpf-Le Progrès Industriel, Brüssel.

Fig. 3.
Aufsicht der Langschen Drehbank.

Fig. 4.
Spindelkasten mit veränderlicher Schnittgeschwindigkeit für die Drehbank von Lang.

a unveränderliches Rädervorgelege *b* Kupplung; rechts: hohe Geschwindigkeit
links: niedrige »
c Leder *d* Holz *e* Reibkegel
f Geschwindigkeitsanzeiger *g* Handrad

Herstellung überhaupt nicht mehr; daher sehen sich die Fabriken mehr und mehr genötigt, eine einheitliche Maschine auf Lager zu halten, die überall hingestellt werden kann, und bei der sie sich um den elektrischen Teil des Antriebes nicht weiter zu kümmern brauchen.

Drehbänke.

Die hohen Geschwindigkeiten, mit denen die heutigen Maschinen zur Ausnutzung der Schnelldrehstähle laufen müssen, haben die Reibgetriebe wieder in Aufnahme gebracht, die eine Zeitlang für die Uebertragung größerer Kräfte in Verruf geraten waren. Die Drehbänke von John Lang & Sons in Johnstone und von Rumpf-Le Progrès Industriel, Brüssel, verwenden beide gleichmäßig den Reeves-Antrieb, der unmittelbar in den Spindelkasten der Maschine eingebaut ist. Fig. 1 stellt die Kopfbank von Lang, Fig. 2 die von Rumpf dar. Beide werden durch einen 8 pferdigen Motor angetrieben, und die Antriebe haben sich dauernd bewährt. Fig. 3 zeigt die Langsche Bank in der Aufsicht mit abgenommenen Schutzkappen, Fig. 4 den Antriebmechanismus gesondert. Der Einbau ist bei der englischen Maschine sehr gut durchgeführt, das Ganze macht einen gefälligen und kräftigen Eindruck. Die beiden Doppelkegel werden durch das Handrad *g* rechts am Spindelkasten verstellt. Die Umlaufzahlen der Arbeitspindel gibt der im Schlitz parallel zur Handradspindel gleitende Zeiger an. Zur Vorschubänderung dienen die beiden links unten am Bett befindlichen Hebel. Den Einbau der Reibkegel, die mit geringem Kraftaufwand verstellt werden können, benutzt Lang in geschickter Weise, um beim Planziehen die Umlaufgeschwindigkeiten der Maschine durch selbsttätige Steuerung der Reibkegel von der Schlittenspindel aus so zu regeln, daß ähnlich wie bei den bekannten Abstichmaschinen die Schnittgeschwindigkeit am Stichel ungefähr gleich bleibt.

Die Bettquerschnitte der englischen, Fig. 5 und 6, wie der belgischen Maschine, Fig. 7, zeigen erhebliche Abweichungen von den üblichen Formen, von denen eine in Fig. 8 dargestellt ist. Beide benutzen zur Schlittenführung ein einziges rechteckiges Prisma, an welchem der Bettschlitten durch eine nachstellbare Keilleiste so geführt wird, daß der Arbeiter durch Nachstellen der Leiste keine Verbiegung des Bettes hervorrufen kann. Bei beiden liegt das Bestreben vor, den Hebelarm *H* der Zugkraft möglichst klein zu halten und ihn möglichst zentral unter den Stahlangriffspunkt zu legen, um Verzerrungen des Bettschlittens zu vermeiden. Beide nehmen den senkrechten Stahldruck sehr richtig nicht durch V-Prismen mit ihrer schädlichen Rückwirkung auf den Bettschlitten, sondern durch große ebene Flächen auf. Lang geht noch weiter; er macht die hintere Tragfläche erheblich kleiner als die vordere, entsprechend den verschiedenen Druckverhältnissen, und erreicht dadurch gleichzeitig eine höhere Bewegungsfreiheit auf der Bettfläche. Folgerichtig finden sich nun auch die selbsttätigen Anschläge der Langschen Bank möglichst in der Druckrichtung der Leit- bezw. Zugspindel, recht starr mit dem Stichelturm verbunden. Zu bemängeln ist bei Lang der geringe Schutz für die Leitspindel, um so mehr, als er die Bettprismen sehr sorgfältig durch Schutzkappen abdeckt.

Das sehr hohe englische Bett, welches, mit dem Spindelkasten aus einem Stück gegossen, fast völlig auf dem Fußboden aufliegt, gibt der Bank eine große Widerstandsfähigkeit, die sich im Fehlen jeder Erschütterung auch bei den schwersten Spänen zeigte. Die vorgeführte Leistung der Maschine bestand in einem

Fig. 5 und 6.

Bett der Maschine von Lang.

Fig. 7.

Bettquerschnitt der Maschine von Rumpf.

Fig. 8 und 9.

Bett von den üblichen Formen

Span von 15 mm Tiefe, 3 mm Vorschub und 200 mm sekundlicher Schnittgeschwindigkeit an einem Stahlstück von 600 mm Dmr. Die Leistung ist bei einem so großen Durchmesser befriedigend zu nennen, selbst wenn man annimmt, daß ein Ausstellungs-Flußeisen von rd. 35 kg/qmm Festigkeit und 0,15 Kohlenstoffgehalt zerspant wurde.

Von den ausgestellten Schnelldrehbänken möchte ich noch die der Ateliers Demoor, Brüssel, Fig. 10, anführen, die aber ebenso wie die amerikanische der Prentice Bros. Co, Worcester, Mass., Fig. 11, neben dem Schruppzweck mit der vollen Einrichtung zum Gewindeschneiden nach dem Hendey-Norton-System ausgestattet ist. Gewiß kann sich nicht jede Werkstatt Spezialmaschinen für alle möglichen Zwecke gestatten, aber welche Genauigkeit kann man von einem Gewinde verlangen, das auf einer zu den rohesten Zwecken gebrauchten Drehbank hergestellt ist? Anzuerkennen ist die starke Befestigung des Reitstockes mit 2 Schrauben, von denen eine recht weit vorn liegt, aber noch nicht weit genug, um zu verhüten, daß bei starken Schnitten der ganze Reitstock aufbockt und dann unweigerlich nach hinten rutscht. Die amerikanische Maschine zeigt noch immer den leichten Oberschlitten mit dem für schwere Schnitte ungeeigneten Drehstichelhaus; die belgische Maschine rechnet mit ihren vier starken Klemmschrauben offenbar auf das Gasrohr bis zu 1 m Länge, das wohl jeder Schruppdreher beim Einspannen der Schneidstähle zu tatkräftiger Nachhülfe auf den Spannschlüssel steckt.

Fig. 10.

Schnelldrehbank der Ateliers Demoor, Brüssel.

Fig. 11.

Schnelldrehbank der Prentice Bros. Co.

Maschinen zur Herstellung von Gewinden.

Die von früheren Ausstellungen[1]) her bekannten

[1]) J. E. Reinecker in Paris, s. Z. 1900 S. 1092.

Fig. 12 bis 14.
Selbsttätige Gewindeschneidmaschine der Automatic Machine Co., Bridgeport.

Bolzendrehbänke scheinen in der selbsttätigen Gewindeschneidmaschine der Automatic Machine Co., Bridgeport, einen Höhepunkt erreicht zu haben. Die ausgestellte Drehbank, Fig. 12 und 13, dient zum Schneiden äußerer und innerer, zylindrischer und konischer Gewinde. Der Arbeitsgang, der schnelle Rückgang und die Zustellung vollziehen sich selbsttätig; letztere rückt aus, sobald die eingestellte Gewindetiefe erreicht ist. Dazu kommen Einrichtungen zum Konischdrehen und zum Hinterdrehen für den Sonderzweck der Maschine: die Erzeugung von Gewindebohrern und Schneideisen. Das Gewindeschneiden und Hinterdrehen geschieht gleichzeitig sowohl für zylindrische wie konische Bohrer. Beim Schneiden rein zylindrischer Bolzen lassen sich die beiden Zusatzeinrichtungen fortnehmen und durch einen zweiten Stahlhalter ersetzen, so daß die doppelte Leistung erzielt wird.

Die Arbeitspindel behält ihre Drehrichtung stets bei, ebenso die Leitspindel. Der Bettschlitten wird nach Oeffnung des Mutterschlosses augenblicks durch ein Gewicht zurückgeführt, dessen Energie durch eine je nach der Weglänge einzustellende Luft-

Fig. 15 und 16.
Gewindefräsmaschine der Pratt & Whitney Co., Hartford, Conn.

bremse vernichtet wird. Daraus ergibt sich ein großer Zeitgewinn, der in dem Maße wächst, wie die Gewindesteigung feiner wird. Die Ausschaltung und Rückführung erfolgt jedenfalls so schnell, daß höchstens eine Spindeldrehung verloren geht.

Daraus ergibt sich, daß die in der Bettmitte gelagerte Leispindel nur für die Gewinde benutzt werden kann, von deren Steigung sie selbst ein Vielfaches besitzt. Sonst wäre die Möglichkeit vorhanden, daß der Stichel unrichtig einsetzte und das vorgeschnittene Gewinde zerstörte. Aus dem Grunde müssen eine bestimmte Anzahl Leitspindeln für die gängigen und besondern Gewinde vorhanden sein, die je nach Bedarf ausgewechselt werden müssen.

In der Schnittzeichnung, Fig. 14, bezeichnet *a* den Stahlhalter, der durch die Kurve *b* und den Zwischenschieber *c* bewegt wird. Das Mutterschloß *d* steht unter der Herrschaft des Daumens *e* in Verbindung mit *f*. *b* und *e* sind durch Räder so verbunden, daß sie dicht hintereinander den Stahl aus dem Schnitt ziehen und das Schloß öffnen. Der Schieber *g*, in welchem die Kurve *b* mit dem Stahlhalter sitzt, gleitet im Konuslineal *h*, und dieses wieder wird durch die verstellbaren Daumen *l* und den Hebel *k* unter ständigem Andruck durch die Spiralfedern zur Ausführung der Hinterdrehbewegung hin- und hergeführt.

Die Maschine ist fein durchdacht und gut ausgeführt; die vorgeführten Leistungen waren nach Zeit und Güte recht befriedigend. Die Hauptmängel der Bank liegen in den empfindlichen, zum Teil den Spänen unmittelbar ausgesetzten Triebwerkteilen, in der umständlichen Auswechslung der teuern Leitspindeln und vor allem in der Beschränkung auf kleine Durchmesser.

Hier setzen nun die Gewindefräsmaschinen ein, die nach den guten Erfahrungen der allerletzten Zeit bestimmt zu sein scheinen, die Drehbank auf ihrem ureigenen Gebiete, dem der Gewindeerzeugung, zu schlagen, wenn man die jetzt nur noch wenig gebräuchlichen rechteckigen Gewindeformen von vornherein ausnimmt.

Die Herstellung von guten Gewinden, die nur in sehr feinen Grenzen (0,01 auf Teillängen von 150 mm, 0,03 auf 1000 mm ganze Länge) schwanken sollen, ist wohl eine der schwierigsten Aufgaben, die die Werkstatt zu lösen hat. Die Anfertigung vollkommener Schrauben in Mengen ist werkstattmäßig bisher nicht erreichbar gewesen; die Herstellungskosten stiegen ganz unverhältnismäßig mit der verlangten Genauigkeit.

Fig. 17 bis 24.

Fig. 17.

Fig. 18. Schnitt *a-b*.

Fig. 20.

Fig. 21.

1) Bedienung.

A Haupthebel zum Ein- und Ausrücken und für die Eilgänge (A_1 Schaltstange)
- 1) Stellung in der Mitte: Fräser und Werkstück stehen still
- 2) Stellung links: Kupplung K_1 in Rad b = Drehung des Fräsers (Fig. 23); Kupplung K_3 in Rad 7 = Vorschub des Werkstückes durch die Leitspindel (Fig. 22)
- 3) Stellung rechts: Kupplung K_1 in Rad 20 = Schnellgang des Werkstückes (Fig. 23); Kupplung K_3 ausgerückt

B Hebel für Rechts- und Linksdrehung des Fräsers
C Tiefeinstellung des Fräsers
D (Fig. 19) Schrägstellung des Fräsers in die Gangrichtung
E (Fig. 19) Festklemmung zu *D*
F (Fig. 19) » » *C*
F_1 Treibfutter
F_2 Verstellfutter
L (Fig. 17) Brille zum Stützen der Werkstücke
M (Fig. 20 und 23) Hebel zum Wechsel des schnellen Rück- und Vorlaufes durch Kupplung K_5
N (Fig. 18) Hebel zum Umlegen der Kupplung K_4 in Rad 31 für gewöhnliche Steigungen (Fig. 22), K_4 in Rad 38 für sehr hohe Steigungen
P (Fig. 19) Anschläge für Selbstauslösung
Q (Fig. 19) Handrad zur Einstellung des Werkstückes von Hand
S_1 (Fig. 17, 19 und 23) Schere für den Vorschub
S_2 (Fig. 19) Schere für die Steigung
W_1 (Fig. 23) Wechselräder für den Vorschub
W_2 (Fig. 19) » » die Steigung
T (Fig. 19) Zeiger für die Teilvorrichtung

2) Antrieb des Fräsers.

Stufenscheibe *a*, Kupplung K_1, Räder *b* bis *m*, Wechsel durch K_2 und Wendegetriebe *d* (Fig. 23)

3) Längsvorschub des Werkstückes für den Arbeitsgang.

a, 1, 2, W_1 (Fig. 23) 3 bis 7, K_3 (Fig. 22) 8 bis 11, (Fig. 19)

4) Selbsttätiger schneller Vor- und Rückgang.

a, K_1, 20, 21 bis 26 (Fig. 23) 22, 8, 9 bis 11 (Fig. 19) (Wendegetriebe 22)

5) Drehende Bewegung des Arbeitstückes.

von der Welle 29 für gewöhnliche Steigungen:
1) 30, 31, 32 (Fig. 22) W_2 (Fig. 19) 33, 34, F
von der Welle 29 für hohe Steigungen:
2) 35 bis 38, 32 (Fig. 22) W_2, 33, 34, F_1 (Fig. 19)

6) Auslösung (erst das Werkstück, dann der Fräser).

Knaggen 40 gegen Anschlag *P* (Fig. 19) zuerst Kupplung K_3 (Fig. 22) dann K_1 (Fig. 20) ausgerückt

Gewindefräsmaschine von Collet & Engelhard.

Fig. 19.

Fig. 22. Schnitt c-d (Fig. 18).

Fig. 23.

Fig. 24. Schnitt e-f (Fig. 19).

Für Gewinde, welche mit Fehlern behaftet sind, die man im Maschinenbau im allgemeinen als zulässig ansieht (etwa das Dreifache der obigen Fehler), wird die Drehbank heute wie vor 30 Jahren ohne wesentliche Abänderungen benutzt. Die Herstellung einer guten Leitspindel auf der Drehbank fordert eine sehr gute, für keine weitere Arbeit zu verwendende Maschine und die Bedienung durch einen vorzüglich geschulten Dreher. Die Herstellung aber von wirklichen »Präzisions«-Spindeln verlangt Einrichtungen, über die nur sehr wenige führende Firmen verfügen.

Die lange Herstellungsdauer und der hohe Preis einer guten Schraube haben verschiedene Firmen auf den Gedanken gebracht, zu andern sparsameren Arbeitsverfahren zu greifen, an die Stelle des geübten Drehers den ungelernten Arbeiter zu setzen, und so entwickelten sich langsam die Gewindefräsmaschinen, deren Vorgänger, die Maschinen zum Fräsen von Schraubenrädern, Schnecken, Bolzengewinden untergeordneter Art, seit langer Zeit im allgemeinen Gebrauch sind.

Auf der Ausstellung in Lüttich waren Gewindefräsmaschinen durch die Pratt & Whitney Co., Hartford, Conn.[1]), Fig. 15 und 16, und Collet & Engelhard, Offenbach, Fig. 17 bis 24, mit zwei in wichtigen Einzelheiten grundsätzlich ver-

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 1878.

schiedenen Maschinenarten vertreten. Bei der amerikanischen Maschine fällt die Längsbewegung dem rotierenden Werkzeug zu, bei der deutschen steht der Fräserschlitten still, während sich das Werkstück in der Längsrichtung verschiebt. Der Kraftangriff ist bei der Fräsmaschine erheblich größer als bei der Drehbank, denn der Fräser schneidet die ganze Gewindetiefe auf einmal heraus; es ist demnach richtiger, den Fräserschlitten mit seiner Brille festzustellen, um gute Gewindeflanken zu erhalten; der geringste Spielraum in den Führungen muß sich sonst in unsaubern Schnittstellen äußern. Als weitere Unannehmlichkeit tritt die lange Trommel am Deckenvorgelege hinzu, die mindestens gleich der Werkstücklänge sein muß. Die Brille wiederum macht Schwierigkeiten beim Auftreffen auf Bunde oder Eindrehungen und muß dementsprechend konstruiert sein.

Der Aufspanndorn für den Fräser sitzt bei beiden Maschinen in einem Drehkopf, der durch einen Schlitten quer zum Bett je nach der Gewindetiefe verschoben werden kann. Die Drehung selbst erfolgt um Zapfen, um die richtige Einstellung des Werkzeuges in die Gewindeneigung zu ermöglichen. Die Mitte des Fräsers liegt in derselben wagerechten Ebene wie die Mittellinie der zu schneidenden Schraube und in derselben senkrechten Ebene wie die Mittellinie der Drehzapfen. Es bleibt also die schneidende Kante des Fräserzahnes unter allen Umständen in Spitzenhöhe, gleichgültig, in welchen Winkel der Fräser gedreht wird. Das Bett der deutschen Maschine ist leichter als das der amerikanischen, welches sehr schwer und aus einem Stück mit dem Oelfänger gegossen ist. Das entspricht dem Grundsatz, Fräsmaschinen so massig wie möglich auszuführen, um die schädlichen Rückwirkungen der beim Fräsen stets auftretenden periodischen Erzitterungen auf die Güte der Gewindeflanke aufzuheben.

Bei der Maschine von Pratt & Whitney ist die Länge der zu schneidenden Schraube auf die Spitzenentfernung beschränkt, bei der Maschine von Collet & Engelhard sind beliebige Längen fräsbar. Der Durchmesser des Stückes ist aber durch die Spindelbohrung begrenzt.

Weit überlegen ist die deutsche Maschine in bezug auf den Antrieb. Es ist und bleibt gefährlich, Schnitt und Vorschub getrennt zu treiben. (Bei der Besprechung der Fräsmaschinen komme ich darauf noch einmal zurück.) Der zentrale Antrieb wird um so mehr zur Notwendigkeit, je größer die Geschwindigkeiten werden. Die Verwendung von 3 Deckenvorgelegen, Fig. 25 und 26, bei der Maschine von Pratt & Whitney ist aber geradezu als Fehler anzusehen, als eine Rückkehr zu einem überwundenen Standpunkt, durch die sich allerdings der Konstrukteur die Aufgabe sehr erleichtert. Es ist ferner ein Notbehelf, wenn man mehrere Riemenschnüre nebeneinander anordnet (Seitenansicht Fig. 16), mit der Begründung, daß durch Versetzung der Verbindungsstellen der Stoß der Schnurschlösser gemildert werde, der mehrfache Riemen besser und zuverlässiger ziehe und beim Bruch eines Riemengliedes der Stillstand des ganzen Getriebes vermieden werde. Gerade das Gegenteil tritt nämlich ein. Zerreißt eine der senkrechten Schnüre, so wickelt sie sich in den meisten Fällen um die übrigen ganz gebliebenen und richtet so erst recht das Unheil an, das sie verhindern soll.

Die Selbstauslösung bei der Pratt & Whitney Co. stellt nur das Werkstück still und rückt den Vorschub aus, der Fräser rotiert weiter; bei Collet & Engelhard dagegen wird viel richtiger erst das Stück und dicht dahinter der Fräser völlig angehalten. Dadurch werden viele Ausschußstücke und Werkzeugbrüche vermieden.

Die allgemeine Anordnung ist bei beiden Maschinen ziemlich ähnlich; die Beschreibung der Maschine von Collet & Engelhard mag daher mit sinngemäßer Vertauschung der umgekehrten Bewegungen auch für die der Pratt & Whitney Co. gelten.

Auf der linken Seite des Bettes, Fig. 17, sitzt ein Bock, der eigentliche Spindelkasten, der eine Hohlspindel mit Teilscheibe für die Herstellung mehrfacher Gewinde trägt. Die Hohlspindel erhält ihre Drehbewegung von einem Triebrad und überträgt sie durch ein Spannfutter auf das Arbeitstück. Dicht hinter dem Futterkopf sitzt ein Gleitschlitten, der durch eine Mutter mit der Leitspindel verbunden ist und von dieser seine Vorbewegung erhält. Beide Bewegungen werden durch Schere und Wechselräder in die notwendige Abhängigkeit voneinander gebracht.

Das Werkstück wird dicht hinter dem Fräser durch eine Brille gestützt.

Es besteht für das Werkstück ein langsamer Vorschub für den Arbeitsgang, ein schneller Vor- und Rücklauf für die Roheinstellung oder Rückführung und eine Feineinstellung von Hand. Für die Selbstgänge sind einstellbare Auslösungen vorgesehen; alle Bewegungen können aber auch jederzeit von Hand ausgerückt werden.

Für den Fräser haben wir eine Mikrometereinstellung für die Gewindetiefe und eine Kreiseinstellung für die Gewindeneigung. Die Endstellungen können durch Bremsschrauben gesichert werden.

Fig. 25 und 26. Antrieb der Fräsmaschine der Pratt & Whitney Co.

Das zweite Futter rechts, Fig. 17, dient zum Schneiden sehr langer Spindeln in folgender Weise. Nachdem das Werkstück zunächst bis zu der größten Länge gefräst ist, die die Maschine in einem Arbeitsgange hergibt, wird das fertige, durch das rechte feststehende Futter hindurchragende Stück mit Hülfe einer gut passenden Schlitzbüchse eingeklemmt. Dann löst man das Hinterfutter und schiebt den Schlitten in die Anfangslage, ohne die Stellung des in Ruhe befindlichen Fräsers zu stören. Jetzt rückt man bei stillstehender Maschine alle Kupplungen für den Arbeitsgang wieder ein, zieht von Hand den toten Gang aus den Wechselrädern, schließt das linke, öffnet das rechte Futter und kann nun dieselbe Gewindelänge von neuem ansetzen.

Die Genauigkeit und Güte der Arbeit hängt von dem Verhältnis des Vorschubes zur Umlaufzahl des Fräsers ab. Langsamer Vorschub und hohe Umlaufzahlen geben die saubersten Gewindeflanken. In bezug auf das Schneidzeug selbst ist zu sagen, daß man sowohl hinterdrehte wie einfache gefräste Fräser verwendet, bei letzteren aber abwechselnd die rechte und linke Schneidkante fortnehmen muß,

Fig. 27, um Platz für die Späne zu schaffen. Der Fräser muß genau rund laufen und mit allen Kanten schneiden. Der hinterdrehte Fräser, der in einzelnen Fällen wegen der verlangten Gewindeformen verwendet werden muß, ergibt die schlechteren Resultate.

Beim Fräsen langer Schrauben von genauer Teilung ergeben sich große Schwierigkeiten, die zum Teil schon von der Drehbank her bekannt sind. Ihre Ursachen sind in der Erhitzung und in der Verdrehung der Werkstücke zu suchen. Die Erhitzung, die hier nur örtlich an der Schneidstelle auftritt, kann durch ausreichende Kühlung unschädlich gemacht werden; gegen die Verdrehung muß man mit konstruktiven Hülfsmitteln[1]) vorgehen. Bei der Drehbank ist es umgekehrt. Die Verdrehung ist verschwindend klein, die Erhitzung verteilt sich aber über die ganze Spindel, und ausreichende Schmierung ist schwierig anzubringen. Beim Fräsen wirkt die Verdrehung

[1]) Liebert, Am. Mach. 2. April 1904 S. 348.

Fig. 27.

stets auf Kürzung der Steigung. Mir ist ein Fall bekannt, bei dem die betreffende Leitspindel auf 2000 mm um 1 mm zu kurz wurde. Man muß daher zu einem Berichtigungsapparat[1]) greifen, der gestattet, die bei einem bestimmten Material erfahrungsmäßig eintretende Kürzung durch absichtliches Längerschneiden von vornherein auszuschließen.

Als Leistung in der Minute wurde eine Fräslänge (auf der abgewickelten Schraubenlinie gemessen) von 90 bis 100 mm bei rd. 4 mm Steigung und bei Maschinenstahl von 55 kg/qmm Festigkeit angegeben. Als Genauigkeitsgrenze gibt die Pratt & Whitney Co. einen Höchstfehler von 0,025 auf 300 mm Länge an; das würde den besten werkstattmäßig auf der Drehbank herzustellenden Leitspindeln entsprechen.

Als Vorteile der deutschen gegen die amerikanische Maschine ergeben sich folgende: Es ist nur ein einziger Antrieb für alle Bewegungen vorhanden. Der Werkzeugträger steht während der Arbeit völlig still. Die Brille ist feststehend und unabhängig vom Frässchlitten. Die Hohlspindel gestattet, Schrauben von jeder Länge zu schneiden. Die unbequem langen und mehrfachen Deckenvorgelege fallen fort. Und als Nachteile: Die Umlaufzahlen des Fräsers stehen in einem Abhängigkeitsverhältnis zum Vorschub. Der Wechsel der Vorschubgeschwindigkeit durch Wechselräder ist zu umständlich.

Beide Maschinen sind trotzdem schon jetzt recht brauchbar, aber noch nicht fertig. Aus einer geschickten Paarung der Vorzüge beider dürfte sich aber die richtige Kreuzung erzielen lassen.

Fig. 28 bis 30. Gewinde-Walzmaschine von C. W. Hasenclever Söhne.

Fig. 31. Gewindebacke.

Für eine dritte Art der Gewindeherstellung, allerdings nur für Schrauben zu untergeordneten Zwecken, dienen die von C. W. Hasenclever Söhne, Düsseldorf, ausgestellten Kaltwalzmaschinen. Die Anregung zum Bau dieser Maschinen gab die immer weiter ausgedehnte Verwendung von Flußeisen zur Schraubenfabrikation. Es ist eine Tatsache, daß sich Flußeisen für das Schneiden von Gewinden schlecht eignet, indem es reißt und schmiert, daß es dagegen für bildsame Formänderung in kaltem Zustande gut verwendbar ist. Dazu kommt eine Reihe weiterer Vorteile. Die Leistungsfähigkeit der Walzmaschinen ist weit größer als bei jeder andern Herstellart; es lassen sich mit Leichtigkeit 25 Stück 1/2 zöllige Whitworth-Schrauben in der Minute, d. h. 15000 in 10 Arbeitstunden, anfertigen. Die Bedienung der Maschine, d. h. das Einstecken des Leerbolzens, kann ein Junge besorgen; der Arbeitsvorgang und das Auswerfen geschieht selbsttätig. Die

[1]) Ludw. Loewe & Co., D. R. P. 142109. Carl Zeiß, D. R. P. 150644.

Materialersparnis gegenüber dem Gewindeschneiden ist nicht unerheblich, insbesondre wenn das Aufquellen des Gewindedurchmessers durch das herausgewalzte Material gegenüber dem Schaft, wie z. B. bei Laschenschrauben, Stiftschrauben usw., ohne Bedeutung ist. Schrauben, die ein aufgewalztes Gewinde nicht zeigen dürfen, bei denen Gewinde- und Schaftdurchmesser gleich groß sein sollen, müssen vor dem Walzen um einen bestimmten Erfahrungswert abgedreht werden.

Die Werkzeuge sind einfach, billig und dauerhaft. Mit einem Paar richtig hergestellter Walzbacken lassen sich bei gleichmäßigem rundem Walzmaterial bis zu 500 000 Schrauben herstellen, bevor eine Erneuerung notwendig wird.

Die Maschine selbst ist so einfach, daß die in Fig. 28 bis 30 dargestellte Konstruktion einer Erläuterung nicht bedarf. Die Backen sind in Fig. 31 noch einmal herausgezeichnet.

Der Arbeiter steckt das abgeschnittene Stück in die Zubringevorrichtung, die für verschiedene Längen und Stärken einstellbar ist. Die bewegliche Backe a ergreift es und rollt es über die feste Gewindebacke b fort. Die abgewickelte Schraubenlinie gibt die Neigung für die Furchen, der größte Schraubendurchmesser die Länge der Backen. Die Maschine ist sehr kräftig gebaut. Die starker Abnutzung ausgesetzten Stellen sind durch leicht ersetzbare Verschleißplatten geschützt. Der mit der Zeit auftretende tote Gang in den Führungen läßt sich durch nachstellbare Leisten beseitigen. Die Werkzeuge selbst sind schnell und genau nach allen Seiten einstellbar. (Fortsetzung folgt.)

Güterwagen von hoher Tragkraft.

Von **Metzeltin,** kgl. Regierungsbaumeister a. D., Hannover.

Die durchschnittliche Ausnutzung der bedeckten Güterwagen im Eisenbahnbetrieb ist, abgesehen von wenigen durch besondre Verkehrsverhältnisse bedingten Fällen, auch heute noch gering. Dagegen hat die Beförderung von Erzen, Kohlen, Koks von jeher die volle Ausnutzung eines großen Teiles der gewöhnlichen offenen Güterwagen gestattet. Infolge des Wachsens der Industrie und der oft beträchtlichen Entfernungen zwischen den Industriemittelpunkten und den alten und neuen Kohlen- und Erzfeldern[1]) hat sich bei dem scharfen internationalen Wettbewerb ein starkes Drängen nach Frachtermäßigungen ergeben und die Eisenbahnverwaltungen genötigt, eine möglichst wirtschaftliche Beförderung der Massengüter zu erstreben. Ein Hauptmittel dazu ist die Verwendung von Güterwagen mit hoher Ladefähigkeit, d. h. möglichst vierachsiger Güterwagen von etwa 30 bis 50 t Tragkraft. Die Einführung solcher Wagen stieß und stößt noch heute auf besondre Schwierigkeiten in den Ländern, wo bisher für die genannten Zwecke fast ausschließlich zweiachsige Wagen in Verwendung waren, da die Gleis-, Belade- und Entladeanlagen der Verfrachter und Empfänger zur Aufnahme vierachsiger Wagen meist ungeeignet waren und sich nur durch Aufwendung mehr oder minder erheblicher Kosten den geänderten Verhältnissen hätten anpassen lassen. Am leichtesten vollzog sich der Uebergang in den Vereinigten Staaten, da die dortigen Bahnen seit etwa 1860 ausschließlich vierachsige Wagen besaßen und die Entfernungen und Mengen außerordentlich groß sind[2]).

Auf dem europäischen Festlande betrug früher die Tragfähigkeit der offenen Güterwagen im allgemeinen 10 t; doch hatte z. B. die Eisenbahndirektion Berlin bereits in den Jahren 1871 bis 73 eine größere Anzahl eiserner Kohlenwagen von 15 t Tragkraft bei 5225 kg Eigengewicht gebaut. Im Jahre 1880 wurde in Oberschlesien in wenigen Monaten bei 2260 Wagen durch Verstärkung der Federn usw. die Tragkraft von 10 auf 12,5 t erhöht. In dem darauf folgenden Jahrzehnt wurde die gleiche Erhöhung fast bei allen deutschen Bahnen, bei einzelnen Bahnen (Württembergische Staatsbahn, Hessische Ludwigsbahn) gleich bis auf 15 t durchgeführt. Diese Maßregel bewährte sich außerordentlich. Nicht nur im Kohlenverkehr, sondern auch bei Beförderung andrer Massengüter, z. B. Rüben, ließ sich eine volle Ausnutzung der 15 t-Wagen erreichen[3]). 1890 beschaffte die Kaiser Ferdinands-Nordbahn hölzerne Kohlenwagen nach den Entwürfen von Rayl[1]), die bei lichten Kastenmaßen von 5740×2500×1300 mm, entsprechend einem Fassungsraum von 18,6 cbm, 3800 mm Radstand und 7040 mm Gesamtlänge nur 5600 kg wogen. Seit 1892 bezogen fast alle deutschen Bahnen sowohl bedeckte als auch offene Güterwagen nur noch mit 15 t Tragkraft. Die preußische Staatsbahn bestellte gleichzeitig 100 vierachsige Wagen von 30 t Tragkraft, 29 davon als Trichterwagen. Das Leergewicht dieser Wagen betrug 15,6 bezw. 17,2 t. Sie fanden jedoch besonders deshalb, weil sie Aenderungen der Anlagen der Verfrachter und Empfänger bedingten, so wenig Anklang, daß man sie 1895 in Plattformwagen umbaute. Die Bemühungen um weitere Erhöhung der Tragkraft mußten sich daher in Deutschland vorläufig auf die zweiachsigen Wagen beschränken. 1903 erschien dementsprechend ein eiserner zweiachsiger Kohlenwagen von 20 t Tragkraft, von dem die Preußische Staatsbahn nunmehr 1500 Stück besitzt. Vereinzelt sind jedoch in den letzten Jahren auch Wagen von höherer Tragfähigkeit in Deutschland in Betrieb genommen worden. Erwähnt seien die dreiachsigen Talbotschen Selbstentlader von 30 t Tragkraft, vierachsige Trichterwagen der Bayrischen Staatsbahn von 38 t Tragkraft und die vierachsigen Selbstentlader der Röchlingschen Stahlwerke von 50 t Tragkraft.

In Frankreich hat besonders die Nordbahn Güterwagen mit großer Ladefähigkeit beschafft[2]). Allerdings lagen für diese Bahn die Frachtverhältnisse besonders günstig. Von den 32 500 000 t Güter, die im Jahre 1903 befördert wurden, entfielen allein 14 200 000 t, also 44 vH, auf Kohlen und Koks; hiervon gingen 3 500 000 t an Anschlußbesitzer, die jährlich über 2000 t Kohlen brauchen. 1896 ging die Nordbahn, welche bis dahin nur zweiachsige Kohlenwagen von 10 t[3]) besaß, zu solchen von 20 t über, die bei einem Radstande von 4,2 m fast alle vorhandenen Drehscheiben benutzen konnten. Geschlossene Züge von 20 t-Wagen nahmen bei 640 t Nutzlast nur 252,6 m Länge ein, während sie bei 10 t-Wagen 398 m beanspruchten. Diese 20 t-Wagen fanden, zumal die meisten Tarife besondre Ermäßigungen bei ihrer vollen Ausnutzung vorsahen, allgemeinen Anklang, so daß die Nordbahn sich veranlaßt gesehen hat, bis jetzt etwa 8600 solcher Wagen zu beschaffen. Im vorigen Jahr ist sie zur Beschaffung von 40 Stück vierachsigen 40 t-Wagen übergegangen. Um zur Benutzung dieser Wagen anzuregen, gewährt sie dem Verfrachter bei voller Ausnutzung der Tragkraft derselben eine Frachtermäßigung von 5 vH plus soviel mal 1 vH, als er gleichzeitig Wagen geschlos-

[1]) Die Entfernung der rheinisch-westfälischen Kohlenfelder von den lothringischen Erzfeldern beträgt rd. 350 km, die der Kohlengruben Pennsylvaniens von den Erzgruben am Oberen See rd. 2000 km.

[2]) Ueber die einschlägigen amerikanischen Verhältnisse vergl. Z. 1904 S. 94, 1905 S. 94; Stahl und Eisen 1900 S. 6; Zeit. d. Ver. Deutscher Eisenbahnverw. 1902 Nr. 76 und 1903 Nr. 23; Glasers Annalen 1904 II S. 132.

Verfrachtet wurden z. B. am Oberen See an Erzen
1902: 28 000 000 t,
1903: 24 000 000 »
1904: 21 000 000 »

[3]) Vergl. hierzu die Aufsätze von Schwabe, Glasers Annalen 1890 bis 1892, Zeit. des Vereines Deutsch. Eisenbahnverw. 1903 S. 1189.

[1]) Glasers Annalen 1890 I S. 237.

[2]) Vergl. Revue générale 1904 I S. 85.

[3]) Zweiachsige Wagen mit 15 t Tragkraft besitzt seit 1882 die Paris-Lyon-Mediterranée-Bahn, ferner seit Beginn der neunziger Jahre auch die Ost- und die Südbahn. Mehrfach wurden auch 10 t-Wagen durch Verstärkung der Achsen und Federn auf 15 t Tragkraft gebracht, bei der Ostbahn 1895 sogar einige Wagen bis auf 20 t.

Fig. 1 bis 10. Amerikanischer 36,3 t-Plattformwagen.

Fig. 1.

Fig. 2 und 3

Fig. 4.

Fig. 6.

Ende des mittleren Längsträgers.

Fig. 5.

sen aufgibt bis zur höchsten Zugbelastung, die auf 16 Wagen gleich 640 t festgesetzt ist. Hierzu kommt noch eine weitere Prämie von 0,05 frs pro Wagen und km Fahrstrecke des Transportes.

Auch 170 Stück 40 t-Plattformwagen zur Beförderung von Eisen, Schienen und dergl. hat die Nordbahn im vorigen Jahr beschafft.

Auf der französischen Südbahn laufen bereits Wagen von 50 t Tragkraft, während die Ostbahn, Orleansbahn und Staatsbahn größere Mengen von zweiachsigen 20 t-Wagen, und zwar teils Plattform-, teils Kohlen- und teils bedeckte Wagen, in Betrieb gesetzt haben.

England besaß noch vor wenigen Jahren fast nur Wagen von 5 bis zu 10 t Tragfähigkeit. Eine beträchtliche Anzahl derselben faßte nur 8 bis 9 t. Im Jahre 1902 gehörten fast 45 vH aller offenen englischen Güterwagen Privaten. Es waren dies rd. 550000 Güterwagen in den Händen von rd. 4000 Besitzern[1]). Die Gloucester Railway Carriage and Wagon Company besaß 6500 Wagen, die sie an Hüttenwerke und Kohlenhändler vermietete. Diese Wagen mußten natürlich leer immer wieder ihren jeweiligen Inhabern zugestellt werden, d. h. fast ausnahmslos leer zurücklaufen. Die Ausnutzung der englischen Güterwagen war daher außerordentlich gering; die mittlere Nutzlast betrug nur rd. 2 t. Um so kräftiger hat nun in den letzten Jahren das Streben nach Wagen von hoher Tragfähigkeit eingesetzt. Zurzeit laufen, teilweise in großen Mengen,

[1]) »The Railway Engineer« Februar 1902; vergl. auch Frahm: Die Vergrößerung der Ladefähigkeit der englischen Güterwagen, Ztg. Ver. Deutscher Eisenbahnverw. 1903 S. 197.

2achsige 20 t-Wagen auf der Great Western, Great Northern, Great Eastern, Great Central, North Eastern, London and North Western, Caledonian und der Furness-Bahn,

4achsige 30- bis 32 t-Wagen auf der Midland, Great Central, North Eastern, Lancashire and Yorkshire, North British, Furness und der Caledonian-Bahn,

4achsige 40 t-Wagen auf der North Eastern und Great Central und

4achsige 50 t-Wagen auf der Caledonian-Bahn.

Nachfolgend soll nun eine Reihe neuer Wagen von großer Tragfähigkeit im einzelnen besprochen werden, und zwar

A) Plattformwagen,
B) offene Güterwagen,
C) bedeckte Güterwagen,
D) Trichterwagen,
E) Behälterwagen.

Fig. 7. Querträger.

Fig. 8. Drehgestellrahmen mit Achsbüchsen.

A) Plattformwagen.

1) Amerikanischer 36,3 t-Plattformwagen, gebaut von der Bettendorf Axle Co., Davenport, Iowa. (Fig. 1 bis 10)

Leergewicht . . . . 12250 kg
Bodenfläche 11,074 × 2,709 = ... 30,7 qm

Der Rahmen besteht aus Profileisen und Stahlformgußstücken. Die mittleren Längsträger gehen nur von Drehgestell bis Drehgestell durch; an den Enden sind sie durch Stahlformgußstücke, Fig. 6, ersetzt, die bis an die ebenfalls aus Stahlformguß bestehende Bufferbohle reichen und in der Oeffnung *a* die in Fig. 7 dargestellten Querträger aufnehmen. Zwischen den Drehgestellen sitzen drei aus je 2 Flacheisen bestehende Querträger; die Flacheisen überkreuzen einander zweimal, Fig. 4. Die Verbindung an den Kreuzungsstellen erfolgt durch Gußstücke, die gleichzeitig als Auflager für die beiden in ganzer Länge durchgehenden Hölzer von 127 × 127 qmm Querschnitt, sogenannte nail strips, dienen.

Die Querträger über den Drehgestellen sowie die Drehpfannenträger sind aus I-Eisen durch Zusammenpressen der Enden hergestellt. Dieses Zusammenpressen erfolgt im kalten Zustand durch Wasserdruck.

Die Drehgestellrahmen bestehen mitsamt den Achsbüchsen aus einem Stahlformgußstück, Fig. 8, an dem auch gleich die Kloben für die Bremsgehänge angegossen sind. Der Drehpfannenträger hat an den Enden Schuhe, die sich durch den unteren Teil der Mittelöffnung im Langträger durchschieben lassen, oben jedoch mit ihren Nasen *vv*, Fig. 10, genau die Leisten *ll*, Fig. 8, umfassen. Zwischen Drehzapfenträger und Federträger *f*, Fig. 9, liegt an jeder Seite ein Nest von 4 Wickelfedern. Der Federträger ist ein gepreßtes Blech, welches in die Nut *n* im Drehgestell, Fig. 9, hineinfaßt.

Die Vorzüge dieses Drehgestelles sind sein geringes Gewicht, die Leichtigkeit des Zusammenbauens und Auseinandernehmens und die zweckmäßige, den Beanspruchungen angepaßte Materialverteilung der einzelnen Stücke. Ausbesserungen werden verhältnismäßig selten erforderlich, dürften dann aber unter Umständen teurer sein als z. B. bei den einfachen Diamond-Drehgestellen.

Aehnliche Drehgestelle, jedoch mit elliptischen Doppelfedern, Rollenlager über den Federn und gegossenem Drehzapfenträger, hat die oben genannte Firma auch für 30 cbm-Tender der Chicago, Burlington and Quincy-Bahn geliefert.

2) Amerikanischer 45,5 t-Plattformwagen, gebaut von der Pressed Steel Car Company in Pittsburg. (Fig. 11)

Dieser Wagen ist größtenteils aus Preßstücken zusammengesetzt und wiegt daher trotz der um 9 t größeren Tragkraft nur 12000 kg, also weniger als der zuvor beschriebene Wagen.

Fig. 9 und 10.

Fig. 11. Amerikanischer 45,5 t-Plattformwagen.

B) Offene Güterwagen mit flachem Boden.

1) 20 t-Wagen[1]) der preußischen Staatsbahnen. (Fig. 12 bis 26)

Leergewicht (mit Handbremse und Bremserhaus) Q_l . . . . 8400 kg

Dienstgewicht Q_d . . . . 28400 kg

Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$ 0,296

Rauminhalt . . . . 28 cbm

Gewicht für 1 cbm Rauminhalt . . . . . . 300 kg

Untergestell und Kasten dieses Wagens bestehen fast ausschließlich aus gepreßten Blechen. Nur für die mittleren Längsträger und die Diagonalen haben Walzprofile Verwendung gefunden. Der Boden wird durch hölzerne, 50 mm starke Bohlen gebildet. Die Formen der einzelnen Preßstücke sind aus Fig. 15 bis 26 klar ersichtlich; hingewiesen sei besonders auf die zweckmäßige ⊔-Form der Zwischenrungen, die mit dem einen Schenkel an den Wänden liegen, und auf die Längsträger.

[1]) Die deutschen Bahnen machen einen Unterschied zwischen Ladegewicht und Tragfähigkeit. Letztere liegt einige Prozent, meist 3 bis 5 vH, höher Die obige Zahl ist das Ladegewicht, welches der Einheitlichkeit halber in diesem Aufsatz mit Tragkraft bezeichnet ist.

Fig. 12 bis 14. 20 t-Wagen der preußischen Staatsbahnen.

Fig. 15. Längsträger.

Fig. 16. Federaufhängung.

Fig. 17. Querträger.

Fig. 18 bis 20.

Seitenwandrunge. Seitenwandtür.

Fig. 21 und 22.

Seitenwand-Buckelblech.

Fig. 23 und 24. Stirnwandklappe.

Fig. 25 und 26. Bremserhaus.

Alle Wagen sind mit achtklotziger Spindelbremse und Bremserhaus ausgerüstet. Die dem Bremserhaus gegenüberliegende Stirnwand ist in der bei deutschen Bahnen üblichen Weise als Klappe ausgeführt.

2) 20 t-Wagen der französischen Nordbahn.

Leergewicht ohne Bremse Q_l . . .	7600 kg
Dienstgewicht Q_d	27600 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,276
Rauminhalt 6440 × 2580 × 1450 mm	24,1 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt . .	315 kg
Länge über Buffer	7456 mm
Radstand	3000 »

Wegen der Beschreibung dieses bereits in der Einleitung erwähnten Güterwagens, der übrigens aus Holz besteht, sei auf Revue générale 1897 II S. 37 verwiesen.

3) 20,3 t-Wagen der Great Western-Bahn. (Fig. 27 und 28)[1])

Leergewicht (mit Verschiebebremse) Q_l	8430 kg
Dienstgewicht Q_d	28730 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,294
Rauminhalt	20,3 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	414 kg

Kasten und Untergestell bestehen aus Eisen; die glatten Kastenwände sind 4,8 mm, der Boden 6,4 mm stark. Auf jeder Längsseite dienen 4 kräftige innere Rungen, die unten über die Langträger fassen, an jeder Stirnwand zwei kräftige T-förmige Rungen zur Versteifung. Jede Längsseite hat zwei Klapptüren.

Das Untergestell ist aus Walzprofilen zusammengesetzt; Längsträger, Bufferbohlen und Querträger sind ⊏-Eisen. Die Querträger sind nicht, wie dies in Deutschland üblich, durchgekröpft, sondern gehen in einer Ebene durch. Die mittleren Längsträger sind deshalb gestückelt; ihre äußeren Enden laufen etwas schräg nach außen. Die vier Ecken sind durch Eckbleche und schräg liegende Bänder versteift; im übrigen sind die einzelnen Eisen an den Stoßstellen nur durch Winkel verbunden. Die Längsträger tragen außen unterhalb der Rungen vier kurze Konsole.

Der Wagen ist mit vierklotziger Verschiebebremse mit Zahnbogen am Handgriff ausgerüstet.

Aehnliche Wagen von 21,0 bezw. 22,6 cbm Rauminhalt und 8180 bezw. 8380 kg Leergewicht haben die London and North Western- und die Great Eastern-Bahn in Betrieb. Auf allen Bahnen dienen diese Wagen fast ausschließlich zur Beförderung der für den eigenen Bedarf nötigen Lokomotivkohlen; die London and North Western-Bahn stellt sie zu eigenen bis 35 Wagen starken Zügen zusammen.

Fig. 27 und 28.

20,3 t-Wagen der Great Western-Bahn.

4) 23,3 t-Wagen der Bengal Nagpur-Bahn. (Spur 1600 mm) (Fig. 29 bis 31)

Leergewicht (mit selbsttätiger Vakuum- und Verschiebebremse) Q_l	9250 kg
Leergewicht (ohne Bremse)	8750 »
Dienstgewicht Q_d	32550 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,284
Rauminhalt	25,3 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	355 kg

[1]) Vergl. hierzu Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Bd. CVII 1904, dem ein Teil der nachfolgenden Angaben entstammt.

Dieser Wagen nutzt in beladenem Zustand den auf der Bengal Nagpur-Bahn zulässigen Achsdruck von 16 tons engl. (16,26 t) voll aus. Er ist im Verhältnis zur Tragfähigkeit und zum Rauminhalt außerordentlich kurz. Der Kastenaufbau gleicht im allgemeinen dem des 20,3 t-Wagens der Great Western-Bahn, doch hat der Kasten nur je eine seitliche Falltür, dafür aber eine halbhohe Stirnwandklappe von ganzer Wagenbreite. Die oberen Ecken des Kastens sind durch kräftige Eckbleche versteift.

5) Englischer 30,5 t-Privatwagen[1]).
(Fig. 32 bis 41)

Leergewicht (mit Vakuumbremse) Q_l	14230 kg
Dienstgewicht Q_d	44730 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,318

Fig. 29 bis 31.
23,3 t-Wagen der Bengal Nagpur-Bahn.

Alle Längs- und Querträger des Untergestelles sind ⊏-Eisen von 254 mm Höhe, die in gleicher Weise wie bei dem Wagen der Great Western-Bahn zusammengesetzt sind. Die Bufferbohlen bestehen jedoch aus einer Blechplatte von 12,7 mm Stärke mit innen aufgenieteten Winkeln. In der Mitte ist die Bufferbohle um 178 mm nach innen gebogen, um etwas mehr Raum für die Unterbringung des Zughakens zu gewinnen bezw. die ganze Länge des Wagens entsprechend zu verkürzen. Die Achshalter sind zu ihrer Entlastung untereinander sowie durch schräge Streben gegen die Längsträger versteift.

Die Achsschenkel sind 254 mm lang und 127 mm stark.

Ausgerüstet sind die Wagen mit selbsttätiger Vakuumbremse und mit Verschiebebremse.

Fig. 32 bis 34.
Englischer 30,5 t-Privatwagen.

[1]) In England sind, wie oben bereits angedeutet, abweichend von unsern Verhältnissen nicht nur zur Beförderung von Gütern, die besonders ausgebildete Wagen erfordern, wie z. B. Petroleum, chemische Erzeugnisse u. dergl., sondern auch zur Beförderung gewöhnlicher Güter zahlreiche Privatwagen im Gebrauch. Hauptsächlich die Kohlenzechen und Hüttenwerke besitzen ihren eigenen oft recht umfangreichen Wagenpark. Sie sind zur Anschaffung desselben gezwungen, da die Bahnen auf Grund des Carriers Law von 1830 bei Beförderung bestimmter Güter, z. B. Kohlen, die Stellung von Wagen seitens der Versender verlangen können. Die Bahnen haben, um die Anschaffungskosten für die Wagen zu ersparen, hiervon vielfach Gebrauch gemacht. Der Begriff des deutschen »Wagenmangels« ist daher in England unbekannt. Jedem großen Verfrachter ist es anheimgestellt, sich einen entsprechend großen Wagenpark zu beschaffen. Für diese Wagen setzt das Clearing House Wagon Committee bestimmte Normen fest, die für die Lauffähigkeit und Zulassung der Wagen im allgemeinen Verkehr bürgen.

Rauminhalt	34,6 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	412 kg

Für diese 30,5 t-Wagen ist vorgeschrieben:

größte Länge über Kasten	9753 mm
» Breite » »	2438 »
» Höhe über S.-O. an der Seite	3048 »
» » » » in der Mitte	3505 »
Bufferbohle bis Mitte Drehgestell wenigstens	2134 »
Mitte » » » »	4572 »
Drehgestell-Radstand	1676 »

geringste Abmessungen für:

äußere und innere Längsträger, Bufferbohlen	⊏-Eisen	254 × 89 × 9,5 mm
Diagonalen	»	152 × 89 × 6,4 »
Querträger	T-Träger	102 × 127 × 6,4 »
Eckungen	»	127 × 89 × 6,4 »

Fig. 35 und 36.

Befestigung der Seitenrungen.

Die Ausführung erfolgt meist in Eisen, doch werden auch hölzerne Kasten noch vielfach verwendet. Die Bauart von Kasten und Untergestell ist aus Fig. 32 bis 34 klar ersichtlich. Die kräftigen Seitenrungen, Fig. 35 und 36, liegen innen und beeinträchtigen dementsprechend die Ladefähigkeit des Kastens. Alle vier Längsträger und die Drehzapfenquerträger haben gleiches Profil und liegen in einer Ebene. Die Verbindungen dieser Teile untereinander zeigen Fig. 37 bis 41.

Diese Wagenart ist jetzt in England ziemlich stark verbreitet; mehrere der großen Bahnverwaltungen haben ähnliche Wagen im Betrieb. Zusammenstellung 1 gibt die Hauptverhältnisse einiger derselben.

Fig. 37 bis 39.

Aus einem Vergleich der Zahlen der letzten Spalte ergibt sich die Ueberlegenheit der Wagen mit Rahmen aus Preßblechen gegenüber denen mit Rahmen aus Profileisen und die der letzteren gegenüber den hölzernen Wagen.

6) 31,5 t-Wagen der Südafrikanischen Bahn.

(1067 mm Spurweite)

(Fig. 42 bis 44)

Leergewicht (mit Luftsaugebremse) Q_l	13 840 kg
Dienstgewicht Q_d	45 340 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,305
Rauminhalt	41,6 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	333 kg

Fig. 40 und 41.

Kasten und Boden bestehen aus Eisenblechen von 4,8 mm Stärke. Jede Langseite hat eine breite Falltür. Die Seitenwände sind durch je 12 Rungen, abwechselnd Winkeleisen und T-Eisen, versteift. Der innere untere Saumwinkel ist hinter den T-Rungen noch durch ein besonderes Winkelstück versteift.

Der Rahmen ist aus Profileisen zusammengesetzt. Die äußeren Längsträger sind ⊏-Eisen, die inneren bestehen der Länge nach aus 3 Stücken Winkeleisen; die mittleren von

Zusammenstellung 1. Englische Wagen von 30,5 t Tragkraft.

Bahn	Bauart	Q_l kg	$\frac{Q_l}{Q_d}$	Rauminhalt cbm	Gewicht für 1 cbm Rauminhalt kg
Caledonian	Rahmen aus Preßblechen, Blattfedern, Westinghouse-Bremse	13 310	0,303	34,1	390
»	Rahmen aus Walzprofilen, Hängewerk, Diamond-Drehgestelle, Westinghouse-Bremse	13 820	0,312	34,1	405
Midland	Rahmen aus Preßblechen, Blattfedern, Verschiebebremse	13 310	0,303	33,0	404
»	Rahmen aus Walzprofilen, Hängewerk, Diamond-Drehgestelle, Verschiebebremse	14 580	0,323	32,5	458
Great Northern	Rahmen wie vor, Drehgestelle aus Platten, Luftsaugebremse	17 270	0,362	35,0	494
Great Central	wie vor, jedoch Diamond-Drehgestelle	14 120	0,315	33,9	426
Lancashire and Yorkshire	Holzrahmen mit Hängewerk, Holzkasten, Luftsaugebremse	15 140	0,330	29,8	508

Fig. 42 bis 44. 31,5 t-Wagen der Südafrikanischen Bahn.

ihnen sind etwas weiter auseinander gesetzt als die Endstücke, um die Bremsausrüstung bequemer unterbringen zu können. Die äußeren Längsträger sind durch Hängewerke von Rundeisen, die mittels angeschmiedeter Flacheisen an den Außenseiten vernietet sind, versteift. Für die mittleren Längsträger ist ein querliegendes Hängewerk in Verbindung mit dem der äußeren Längsträger nach Fig. 45 vorgesehen.

Fig. 45.

Fig. 46.

Fig. 47.
36,3 t-Wagen der Baltimore, Ohio and South Western-Bahn.

Fig. 48.
45,5 t-Wagen der Chicago and Alton-Bahn.

Eine andre Anordnung des Hängewerkes zeigt Fig. 46. Die Zugstange ist hier über die Querträger, die über dem Drehgestell liegen, hinweg bis zu den Bufferbohlen geführt. Ueber den Querträgern ist sie abgeflacht und mit ihnen vernietet. Die Gelenke *G* sind zweckmäßig für Wagen, die verschifft werden müssen.

Die aus gepreßten Blechen hergestellten Drehgestelle werden später noch beschrieben.

7) 36,3 t-Wagen der Baltimore, Ohio and South Western-Bahn,
gebaut von der Pressed Steel Car Co. in Pittsburg[1]) (Fig. 47).

Leergewicht (mit Luftdruckbremse) Q_l . . . 14060 kg
Dienstgewicht Q_d . . . . 50360 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$ 0,279
lichte Kastenmaße . . . . . 10200 × 2794 × 1168 mm
Rauminhalt . . . . 33,1 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt . . . . . . 423 kg

[1]) Vergl. auch Nüscheler: Amerikanische Güterwagen mit großer Ladefähigkeit, Glasers Annalen 1904 II S. 129.

Fig. 47 kann als Beispiel der üblichen Ausführung amerikanischer flachbodiger Güterwagen, die meist keine Seitentüren haben, gelten.

Fig. 48 zeigt einen ähnlich gebauten Güterwagen der Chicago and Alton-Bahn, der bei 45,5 t Tragfähigkeit 15455 kg wiegt, also ein Verhältnis $\frac{Q_l}{Q_d} = 0,255$ aufweist. Die Drehgestelle bestehen hier aus gepreßten Blechen.

(Fortsetzung folgt.)

Der Gasmotor im Dienste der Schiffahrt.

Von **C. Stein.**

(Vorgetragen im Kölner Bezirksverein deutscher Ingenieure)

(Schluß von S. 1742)

Die Betriebsmaschinen.

Es kann nicht Aufgabe dieses Vortrages sein, näher auf die Einzelkonstruktion oder gar auf die Theorie der Gas- oder Petroleummaschinen einzugehen; das Arbeitsprinzip dieser Maschinen soll vielmehr als bekannt vorausgesetzt und hier nur insoweit gestreift werden, als es in seiner Anwendung auf den Schiffsbetrieb besondre Wandlungen erfahren hat.

Die ersten Bootmaschinen wurden fast ausschließlich mit Benzin oder leicht verdampfenden Kohlenwasserstoffen betrieben, und erst nachdem die Gefährlichkeit der Mitführung von größeren Mengen dieser Stoffe im Schiffsbetrieb genügend erkannt war, ging man mehr und mehr zu der Verwendung von schweren Oelen über. Im allgemeinen stehen einander die folgenden Verfahren der Ladungsbildung gegenüber:

1) Verdunstung des Brennstoffes mittels Durchsaugens von fein verteilter Luft,

2) Verdampfung des Brennstoffes in einem besonders geheizten Verdampfer,
  a) unter teilweiser Luftzumischung,
  b) ohne Luftzuführung,

3) Zerstäubung des Brennstoffes im Hauptluftstrom mittels Düsen unter Verwendung eines mit großer Geschwindigkeit strömenden Luftstrahles,

4) Verbrennung des zerstäubten Brennstoffes in der durch den Arbeitskolben hoch komprimierten Luft.

Das unter 1) angeführte Verfahren ist heute wohl kaum noch in Gebrauch, da es nur für Benzin und leichtflüssige Oele verwendbar ist und da außerdem durch das Absaugen der leicht flüssigen Bestandteile ein immer schwerer werdender Rückstand zurückbleibt, der mit der Zeit die Betriebsicherheit der Maschine gefährdet. Außerdem wurde die richtige Gemengebildung durch Schwankungen des Fahrzeuges stark beeinflußt.

Unter das Verfahren 2a) fallen alle Motoren, die den flüssigen Brennstoff in einen durch eine offene Flamme geheizten Rippenkörper einsaugen oder durch Pumpe eindrücken, indem gleichzeitig durch ein besonderes im Verdampfer gelagertes Luftventilchen etwas Luft in den Verdampferraum eingeführt wird.

Unter 2b) fallen die Hornsby-Acroyd-Motoren, die Alpha-Motoren u. a., bei denen die Verdampferkammer zu einem wesentlichen Teil des Verbrennungsraumes ausgebildet ist. Hier wird der Brennstoff ohne Luft in den heißen (ungekühlten) Teil des Kopfes eingespritzt und darin verdampft, während beim Ansaugehub durch ein besonderes Ventil Luft unmittelbar in den Zylinder eingesaugt wird, die während des Verdichtungshubes in die Verdampferkammer übergedrückt wird, um hierbei ein zündfähiges Gemenge zu bilden.

Bei diesen Ladungsbildungen unter 2a) und 2b) findet stets eine mangelhafte Mischung der Oeldämpfe mit der Luft, d. h. eine schlechte Verbrennung statt, welche starke Verschmutzung und infolgedessen hohen Brennstoffverbrauch zur Folge hat.

Bei der unter 3) geschilderten Gemengebildung durch Zerstäuben ist die Mischung und Verbrennung gut, da die in der Luft verteilten feinsten Petroleumstäubchen stets die genügende Menge Verbrennungsluft finden, um vollständig und rußfrei zu verbrennen. Diese Ladungsbildung wurde mir schon vor 18 Jahren von Dr. N. A. Otto durch ein einfaches Experiment als die erstrebenswerteste vor Augen geführt, indem er zuerst die Dampfwolke aus einer auf eine heiße Platte gegossenen Petroleummenge entzündete und nachwies, daß durch dieses unter 2a) und 2b) fallende Verfahren stets nur eine braune, qualmende und stark rußbildende Flamme erzielt werden könne. Darauf zerstäubte er Petroleum mittels eines Zerstäubers und steckte den Nebelstrahl in Brand, der mit blauer nicht rußender Flamme brannte. Von dieser Zeit an baute die Gasmotorenfabrik Deutz alle Motoren für flüssige Brennstoffe mit Zerstäubungsvergasung und hatte damit den Erfolg, bei der ersten, streng durchgeführten vergleichenden Prüfung von 8 verschiedenen Motorensystemen bei der Hauptprüfung der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft in Berlin im Jahre 1902 den Kaiserpreis zu erringen[1]).

Die unter 4) angegebene Gemischbildung finden wir beim Diesel-Motor und beim Haselwander-Motor. Das Verfahren hat ebenfalls den Vorzug der guten Zerstäubung und des geringen Brennstoffverbrauches, dagegen den Nachteil der hohen Kompressions- und Verbrennungsdrücke und der daraus entstehenden Schwierigkeiten, den Kolben dicht zu halten und die Maschine in Gang zu setzen.

Für die Vergasung fester Brennstoffe verwendet man, soweit sich dies heute übersehen läßt, im allgemeinen ziemlich dieselben Generatorsysteme wie bei ortfesten Anlagen; nur ist man bestrebt, alle unnötigen Gewichte zu sparen und das Gas möglichst gründlich zu reinigen, wobei die allergrößte Einfachheit vorwalten muß und alles zu vermeiden ist, was ein sicherer Betrieb nicht unbedingt erfordert. Da Wasser auf Schiffen in unbegrenzter Menge zur Verfügung steht, so kann man durch reichliche Berieselung des Skrubbers eine starke Abkühlung, also eine wirksame Konden-

[1]) s. Z. 1902 S. 513 u. f.

sation der Teere meist schon ohne besondre mechanisch angetriebene Einrichtungen erreichen. Es empfiehlt sich nur, das Gas vor Einführung in die Maschine durch einen Wasserabscheider zu trocknen.

Für die Gasmaschine als Schiffsmaschine lassen sich bestimmte Konstruktionsregeln nur aufstellen, wenn man sich in jedem einzelnen Fall über den Verwendungszweck im klaren ist. Ganz verfehlt wäre es jedenfalls, wollte man eine Normalform schaffen, die allgemein für Schiffsbetriebe Verwendung finden sollte. Es leuchtet wohl jedem Fachmann ein, daß für eine leichte Barkasse andre Rücksichten bei der Konstruktion der Betriebsmaschine in Frage kommen als für ein schweres Lastboot. Für den Fabrikanten wäre es allerdings wesentlich bequemer, wenn ein und dasselbe Modell für schwere und leichte Fahrzeuge benutzt werden könnte; allein dem Käufer wäre damit schlecht gedient.

Schon in der Einleitung habe ich darauf hingewiesen, daß Schiffe mit flachem Boden oder gar mit Holzboden die senkrecht wirkenden Kräfte einer stehenden Verbrennungskraftmaschine nicht ohne Schaden aushalten können, so daß es in solchen Fällen ratsam ist, völlig ausbalanzierte Maschinen mit gegenläufigen Kolben zu verwenden. In Booten dagegen, die infolge ihrer schärferen Bauart eine größere Widerstandsfähigkeit gegen solche Vertikalkräfte besitzen, ist der stehende Einzylindermotor bei kleineren, und der stehende Zweizylindermotor mit um 180° versetzten Kurbeln bei größeren Kräften das einzig Richtige.

Einzelne Automobilmotorenfabriken führen in letzter Zeit ihre Motoren auch für Schiffbetrieb aus. Soweit hierbei die auf dem Land übliche hohe Umlaufzahl verringert und die Bootmotorenmodelle etwas kräftiger gehalten werden, ist dagegen bei leichteren Booten nichts einzuwenden. So haben die Daimler-Werke in letzter Zeit für die deutsche Ostafrika-Linie einen Leichter von 36 m Länge, 6,8 m Breite, 3,6 m Höhe und 400 t Ladefähigkeit mit zwei 60pferdigen vierzylindrigen besonders stark gebauten Mercedes-Motoren ausgerüstet, die dem Schiff eine Geschwindigkeit von 7 Knoten erteilen. Für Lastfahrzeuge dagegen sind die leichten Maschinenmodelle mit hohen Umlaufzahlen wegen der auf solchen Schiffen meist üblichen derben Behandlung verfehlt.

Wenn sich demnach eine Fabrik mit dem Bau von Verbrennungskraftmaschinen für Schiffsbetriebe zielbewußt befassen will, so muß sie sich entschließen, eine Anzahl verschiedener Konstruktionen einzuführen, deren Auswahl für die einzelnen Fälle der Erfahrung des betreffenden Konstrukteurs anheimgestellt bleiben muß. Die Gasmotorenfabrik Deutz hat im Lauf der Zeit auf Grund ihrer etwa 18jährigen Erfahrung für Schiffsbetriebe Sondermodelle konstruiert, die ich Ihnen kurz vorführen möchte.

Fig. 38 bis 40. Schiffsmotor Modell 6 der Gasmotorenfabrik Deutz.

1) Modell 6 in Größen von 2 bis 10 PS als Einzylindermaschine, von 6 bis 20 PS als Zwillingsmaschine und von 25 bis 40 PS als Vierzylindermaschine, mit einer höchsten Umlaufzahl von 600 in der Minute.

Diese Maschinen, Fig. 38 bis 40, arbeiten mit Benzin, Petroleum, Spiritus oder Ergin (einem Teerdestillationsprodukt) mit Zerstäubung bei der Gemengebildung. Das Einlaßventil

Fig. 41 und 42. Schiffsmotor Modell 5 der Gasmotorenfabrik Deutz.

Fig. 43 bis 45. Schiffsmotor Modell 3 der Gasmotorenfabrik Deutz.

ist selbsttätig, sein Hub jedoch unter der Einwirkung eines Achsenreglers veränderlich, so daß bei geringerer Belastung weniger Gemenge angesaugt wird. Das Ausströmventil wird zwangläufig gesteuert. Die Zündung wird durch eine rotierende magnetelektrische Zündvorrichtung und einen mechanischen Funkenunterbrecher bewirkt. Das ganze Maschinengehäuse ist geschlossen, sämtliche Teile laufen in Oel. Bei Zwillingsmaschinen sind die Kurbeln um 180° versetzt und alle rotierenden Teile sorgfältig ausbalanziert.

Dieses Modell findet auch häufig als Hülfsmaschine bei größeren Anlagen zum Betrieb des Ventilators der Generatorgasanlage oder zum Betrieb von Pumpen und Winden sowie als Anlaßmotor an Bord Verwendung.

Fig. 46. Schraube von Meißner.

Fig. 47. Schraube von Weihe.

2) Modell 5 für Einheiten von 25, 40 und 60 PS als Zwillings-, Dreizylinder- und Vierzylindermaschine, also bis zu Leistungen von 240 PS.

Diese Maschine, Fig. 41 und 42, kommt für schwerere Fahrzeuge in Frage. Die Umlaufzahl beträgt bei den kleineren Größen 300 in der Minute und sinkt bei den größeren auf 200. Sämtliche Ventile sind hier gesteuert. Die Regelung erfolgt durch einen auf der senkrechten Steuerwelle sitzenden Zentrifugalregulator, der auf den Hub des Einström- und Mischventiles einwirkt und so die Füllung beeinflußt. Eine elektromagnetische Zündvorrichtung liefert den Strom zur Zündung. Der Motor wird bei zwei Zylindern mit um 180°, bei drei mit um 120° und bei vier mit 2 gleichgerichteten und 2 um 180° versetzten Kurbeln ausgeführt; er kann mit geringen Abänderungen sowohl mit Generatorgas als mit flüssigen Brennstoffen arbeiten.

3) Das Modell 3 der Gasmotorenfabrik Deutz ist, wie schon oben ausgeführt, überall da am Platze, wo man jede Erschütterung vom Schiffskörper fernhalten muß. Die hin- und hergehenden Massen der Maschine sind nahezu vollkommen ausbalanziert. Dieser Gegenzwilling, Fig. 43 bis 45, wird in Größen von 10, 20, 32, 45 PS mit zwei Zylindern, von 65 und 90 PS mit vier Zylindern ausgeführt und läuft mit 325 bis 275 Umdrehungen. Die Maschine kann ebenfalls mit flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen arbeiten. Gegenüber der stehenden Anordnung hat diese Konstruktion den großen Vorteil der Uebersichtlichkeit und der besseren Zugänglichkeit.

Fig. 48. Meißnersches Maschinenelement zur Verschiebung der Umsteuerstange.

Der Schraubenantrieb.

Für den Antrieb von Schiffschrauben empfiehlt es sich, zwischen Motor und Schraube eine leicht lösbare Kupplung einzuschalten, einerseits um beim Anlassen des Motors den Widerstand der Schraube ausschalten, anderseits um die Schraube bei plötzlich auftretenden Gefahren augenblicklich stillsetzen zu können. Am besten eignen sich für diesen Zweck Reibkupplungen, die ohne Druck auf den Einrückmechanismus eingerückt bleiben. Bei größeren Kräften ist die Frage der Kupplungskonstruktion recht schwierig, da der zur Verfügung stehende Raum wegen der tiefen Lage der Schraubenwelle sehr beschränkt ist. Bei den infolgedessen im Verhältnis zu der zu übertragenden Kraft geringen Durchmessern werden die Umfangskräfte sehr groß, insbesondre, weil bei den verhältnismäßig kleinen und leichten Schwungrädern ein großer Teil der Kraftwirkung unmittelbar durch die Kupplung geht. Bei kleineren Anlagen hat sich die Flecksche Kupplung sehr gut bewährt, während bei größeren die Triumphkupplung von L. Schwarz in Dortmund zufriedenstellende Ergebnisse geliefert hat.

Die Schraube.

Solange das Problem der Umsteuerbarkeit der Gasmaschine noch nicht einwandfrei gelöst ist, muß der Konstrukteur der Schiffsgasmaschine sich seine eigene Schraube bauen, es sei denn, daß er die Umkehr der Schraubenwellendrehung durch eines der vielen Umsteuergetriebe bewirkt, die jedoch bei Uebertragung größerer Kräfte meist einen recht unsicheren Eindruck machen. Die Schrauben mit drehbaren Flügeln, denen man heute in der Praxis und in der Literatur begegnet, weichen nicht wesentlich voneinander ab. Am meisten verbreitet dürfte die Meißner-Schraube sein, Fig. 46, bei welcher die hin- und hergehende geradlinige Bewegung der Steuerstange durch Einzahngetriebe in Drehbewegung der Flügel verwandelt wird.

Die Gasmotorenfabrik Deutz hat seinerzeit das Schraubenpatent von Kapitän Weihe (D. R. P. Nr. 65064) erworben und weiter entwickelt. Hierbei greifen mit der Steuerstange verbundene Zahnstangen, Fig. 47, in entsprechende Verzahnungen auf den Flügeln und bewirken so deren Drehung.

Für die Uebertragung der hin- und hergehenden Bewegung auf die mitrotierende Steuerstange hat sich die Firma Meißner in Hamburg ein Maschinenelement patentieren lassen, das heute wohl bei allen umsteuerbaren Schrauben Verwendung findet. Die Abbildung, Fig. 48, bedarf keiner weiteren Erklärung.

Bei Schiffschrauben für eine Leistung über 100 PS macht die Verschie-

bung der Umsteuermuffe von Hand Schwierigkeiten. Die Gasmotorenfabrik Deutz hat hierfür eine indirekt wirkende Umsteuervorrichtung entworfen, bei der die zum Umsteuern nötige Kraft von der Triebwelle des Motors durch Reibkupplung, Differentialräder und Klauenkupplung auf die Umsteuerspindeln übertragen wird, welche die Umsteuermuffe und damit die Zahnstange in der Schraubennabe verschieben und die Verdrehung der Flügel bewirken; s. Fig. 49 und 50. Der Steuermann hat also nur die Klauenkupplung auf »vorwärts« oder »rückwärts« zu stellen und die Kupplung einzurücken. An der Teilung sieht er die Größe der Steigung, während sein Ohr sich bald daran gewöhnt, die Belastung der Maschine nach dem Auspuffgeräusch zu beurteilen; bei normaler Fahrt vergrößert er die Steigung der Schraube solange, bis er die Maschine voll belastet hat.

Betriebskosten.

Eine zutreffende Betriebskostenberechnung für einen Schiffsbetrieb mit Sauggasmotoren läßt sich nur für einen bestimmten Fall aufstellen, da die in Betracht kommenden Einflüsse unter verschiedenen örtlichen Verhältnissen ganz verschieden sind.

Die beiden nachstehenden Betriebskostenberechnungen beziehen sich auf die Strecken Saarbrücken-Mülhausen und Köln-Rotterdam, wofür mir zuverlässige Betriebsdaten zur Verfügung standen. Es geht daraus hervor, daß trotz reichlicher Verzinsung und Abschreibung der Motorenanlage die Gestehungskosten für 1 tkm gegenüber Pferdebetrieb um rd. 50 vH, gegenüber Dampfbetrieb um rd. 56 vH billiger sind, wobei für den Dampfbetrieb der Berechnung allerdings die geringsten Frachtsätze zugrunde gelegt worden sind, die ja immerhin noch einen gewissen Gewinn für den Spediteur enthalten. Die Bahnfracht ist 3- bezw. 5 mal so teuer wie die Beförderung mit dem Motorfrachtboot, ein Beweis dafür, wie außerordentlich wichtig vom volkswirtschaftlichen Standpunkt aus die Lösung der Frage einer richtigen Kanalisierung und der richtigen Wahl der Beförderungsmittel auf den Wasserstraßen ist.

Es würde über den Rahmen dieses Vortrages, in welchem ich nur eigene Erfahrungen — größtenteils Erlebtes — wiedergegeben habe, hinausgehen, wenn ich die in letzter Zeit sowohl in der Literatur wie auf Ausstellungen vielfach aufgetauchten Zweitakt-Gasmaschinen besprechen wollte. Sicher wird die Gasmaschine im Dienste der Schiffahrt ebenso ihr Feld erobern, wie sie dies als ortfeste Maschine getan hat; doch ist es ein unbedingtes Erfordernis einer gesunden Entwicklung, daß hier nur schrittweise mit voller Sicherheit vorgegangen wird.

Fig. 49 und 50.
Vorrichtung zum Umsteuern der Schraubenflügel.

1) Betriebskostenberechnung
für ein Kanalschiff mit Sauggasbetrieb auf der Strecke Saarbrücken-Mülhausen i/E. (rd. 270 km) und zurück.

Schiffs- und Verkehrsdaten

Stärke der Maschinenanlage	16 PSe	Aufenthalt für 1 Doppelfahrt	9 Tage
Ladefähigkeit	240 t	Anzahl der Fahrten im Jahr	11 (für Pferdebetrieb 7)
Fahrtdauer beladen	12 Tage	Länge der einfachen Strecke	270 km
» unbeladen	9 »	mittlere Geschwindigkeit rd.	2 km/st
		desgl. für Pferdebetrieb	1,3 »

Sauggasbetrieb

Jahresausgaben

Abschreibung 5 vH von 16 000 ℳ (Schiffskörper)	800 ℳ
» 10 » » 10 000 » (Maschinenanlage)	1000 »
Verzinsung 5 vH vom Anlagekapital (26 000 ℳ)	1300 »
Versicherungsprämie 2 ‰ (26 000 ℳ)	52 »
Schiffsabgaben	600 »
Materialkosten (für 12 st Betriebszeit am Tage):	
a) Kohlen (10 t Anthrazit = 200 ℳ) 21 · 12 · 11 · 16 · 0,55 · 0,02	488 »
b) Oel und Putzwolle 21 · 12 · 16 · 11 · 0,0055	244 »
Schiffsbesatzung	2400 »
Gesamtausgabe im Jahr	6884 ℳ

Jahresleistung

11 · 270 · 240 = 712 800 tkm

Preis für 1 tkm $= \frac{688\,400}{712\,800} = 0{,}96$ Pfg

Vergleich { 1 tkm = 0,96 Pfg (Sauggasboot); 1 » = 1,46 » (Pferde); 1 » = 2,9 » (Eisenbahn)

Pferdebetrieb

Jahresausgaben

1 Schiff mit Pferden zu ziehen kostet an Zugkraft { beladen rd. 1 ℳ/km; unbeladen » 0,40 » } im Mittel 0,70 ℳ/km

Zugkraftkosten für 1 Jahr 7 · 540 · 0,70	2646 ℳ
Abschreibung 5 vH von 16 000 ℳ (Schiffskörper)	800 »
Verzinsung 5 vH von 16 000 ℳ	800 »
Versicherungsprämie 2 ‰ (16 000 ℳ)	32 »
Schiffsabgaben	390 »
Schiffsbesatzung	2000 »
Gesamtausgabe im Jahr	6668 ℳ

Jahresleistung

7 · 240 · 270 = 453 600 tkm

1 tkm $= \frac{666\,800}{453\,600} = 1{,}46$ Pfg

2) Betriebskostenberechnung
für ein Lastboot mit Sauggasbetrieb auf der Strecke Köln a/Rh.-Rotterdam (rd. 300 km) und zurück.

Schiffs- und Verkehrsdaten

Stärke der Maschinenanlage	100 PS$_e$
Ladefähigkeit	250 t
Durchschnittsladung pro Fahrt	200 t
Eine Hin- und Rückfahrt dauert 14 Tage (einschl. allen Aufenthaltes)	
Anzahl der Fahrten im Jahr	26
Länge der einfachen Strecke	300 km

Jahresausgaben

Abschreibung 5 vH von 20 000 *M* (Schiffskörper)	1000 *M*
» 10 » » 25 000 » (Maschinenanlage)	2500 »
Verzinsung 5 vH vom Anlagekapital (45 000 *M*)	2250 »
Versicherungsprämie 2 ‰ (45 000 *M*)	90 »
Schiffsabgaben für 26 Fahrten je 150 *M*	3900 »
Materialkosten (10 t Anthrazit = 200 *M*)	
a) Kohlen	
26 Bergfahrten zu je 50 st } 75 s für die Fahrt	
26 Talfahrten » » 25 »	
Kohlenkosten im Jahr (75 · 26 · 100 · 0,6) 0,02	2340 »
b) Oel und Putzwolle	
75 . 26 · 100 · 0,005	975 »
Schiffsbesatzung	7000 »
Gesamtausgabe im Jahr	20 055 *M*

Jahresleistung

200 · 600 · 26 . . . . = **3 120 000** tkm

$$\text{Preis für 1 tkm} = \frac{2\,005\,500}{3\,120\,000} = 0{,}64 \text{ Pfg}$$

Vergleich { 1 tkm . . . = 0,64 Pfg (Sauggasboot)
1 » . . . = 1 » (Dampfschiff)
1 » . . . = 3,2 » (Eisenbahn)

Verschiedene Verwendungen des entlasteten Rohrschieberventiles.

Von **Ferd. Strnad** in Berlin.[1])

Das mit einem Rohrschieber verbundene Ventil, welches durch Abheben eines Hülfsventiles von dem über dem Ventil, in der »Ventilkammer«, herrschenden Drucke befreit wird, ist in Z. 1902 S. 1319 als doppelsitziges Steuerungsventil für Dampfmaschinen und in Z. 1903 S. 1269 als einsitziges Ventil für Handsteuerung, sogenanntes Manövrierventil, beschrieben worden.

Fig. 1 bis 3.
Rohrschieberventil als Ventilregulator bei Lokomotiven.

Mit Vorteil wird die letztere Ausführungsform von der A.-G. für Feld- und Kleinbahnenbedarf vorm. Orenstein & Koppel in Drewitz als sogenannter Ventilregulator an ihren Lokomotiven ausgeführt; auch hat die Militärverwaltung bei den von ihr bei der Firma Henschel & Sohn in Kassel bestellten Lokomotiven dieses Ventil vorgeschrieben.

Fig. 1 bis 3 zeigen die Konstruktion des Ventiles. Bei kleinen Ausführungen wird es, wie aus Fig. 4 ersichtlich, außen am Dampfdome angebracht. Der Handhebel, welcher die Ventilstange mittels eines Zahngetriebes verstellt, wird in seinem Drehpunkt durch eine Feder leicht angepreßt, so daß das Ventil nicht durch die Dampfströmung geschlossen werden kann.

Bei kleineren Lokomotiven besteht der Regulator jetzt bekanntlich aus einem Flachschieber; die Nachteile desselben sind schwerer Gang, leichtes Undichtwerden und die Notwendigkeit des Oelens: Uebelstände, die bei dem Ventilregulator sämtlich vermieden sind. Bei großen Lokomotiven verwendet man auch Doppelsitzventile, die wohl leicht zu bewegen sind, aber nicht dicht halten[1]).

Die Firma Orenstein & Koppel hat bereits über 200 Lokomotiven mit dem neuen Ventil in Betrieb gebracht.

Fig. 4.
Anordnung des Ventilregulators außen am Dom.

[1]) Die vorgeführten Konstruktionen sind mir durch Patente geschützt.

[1]) Wegen der Undichtheit ist man, in Ermangelung von Besserem, auch bei großen Lokomotiven wieder auf den alten Flachschieber zurückgegangen; doch treten die erwähnten Uebelstände bei größeren Abmessungen in erhöhtem Maße auf. In Erwägung dieser Sachlage ist nunmehr die Erlaubnis erteilt worden, daß zwei Lokomotiven der preußischen Staatsbahn mit dem Strnadschen Regulierventil ausgestattet und erprobt werden sollen; über das Ergebnis soll weiter berichtet werden.

Fig. 5 bis 8.
Fahrventil der A.-G. vorm. Breitfeld, Danek & Co.

Schnitt E-F.

Abwickelung der Gleitfläche.

Eine andre Anwendung des neuen Ventiles ist die als »Fahrventil« bei Fördermaschinen. Fig. 5 bis 8 zeigen die Bauart der A.-G. vorm. Breitfeld, Danek & Co. in Schlan (Böhmen). Der auf der verlängerten Ventilspindel sitzende Handhebel führt sich in der bekannten und beliebten Art auf zwei symmetrisch gestellten schrägen Leisten, deren Steigwinkel den Reibungswinkel nicht überschreitet; die Führung wirkt demnach sperrend, so daß das Ventil nicht zur unrechten Zeit selbst schließen kann. Als Vorteil dieser Ausführungen, die von der bezeichneten Firma an mehreren österreichischen und ungarischen Fördermaschinen eingebaut sind, wird volle Dampfdichte gelobt, während bei den sonst üblichen Doppelsitzventilen während der Förderpausen bedeutende Dampfverluste zu beklagen sind.

Besonderes Interesse beansprucht eine von derselben Firma versuchsweise ausgeführte Ventildampfmaschine von 320 mm Zyl.-Dmr., 600 mm Hub und 100 Uml./min, an der meine einsitzigen entlasteten Steuerventile erprobt worden sind.

Zunächst ist das Absperr- und zugleich Rohrbruchventil bemerkenswert, Fig. 9 und 10. Daß das Anlassen einer Dampfmaschine mit dem Handhebel sehr bequem ist, folgt aus den Erfahrungen an Förder-, Walzenzug- und Schiffsmaschinen sowie Lokomotiven. Ein Bedürfnis für ein solches Anlaßventil liegt vor allem bei Dampfmaschinen für Lichtbetrieb vor, die mit einem Beharrungsregler ausgestattet sind. Bei der gleichmäßigen Beschleunigung, welche das Anlassen mittels eines gewöhnlichen Niederschraubventiles mit sich bringt, muß der Regler die Beharrungsmasse mitschleppen, weil sie nur bei plötzlichen Geschwindigkeitsschwankungen aktiv wird und bei geringen Umlaufzahlen nicht einmal die eigene Reibung zu überwinden imstande ist; die Folge davon ist eine unangenehme Ueberschreitung der zulässigen Umlaufzahl. Dieser Uebelstand wird vermindert, wenn man das Ventil, wie bei Lokomotiven usw. üblich ist, mit einem Griff ganz öffnet und sofort wieder seinem Sitze nähert, um es erst bei erreichter normaler Umlaufzahl ganz zu öffnen; dabei legt sich

Fig. 9 und 10. Absperr- und Rohrbruchventil.

Hebelanordnung für senkrechte Dampfleitung

dann der nach oben ebenfalls als Ventil ausgebildete Bund der Ventilspindel gegen den Grundring der Stopfbüchse, worauf man deren Brille lösen kann, um von der Stopfbüchsenreibung ganz unabhängig zu sein. Der mit dem Ventil starr verbundene Rohrschieber hat einige Bohrungen, die bei geöffnetem Ventil mit entsprechenden Bohrungen in der Führungsbüchse zur Deckung kommen und dem Dampf gestatten, über das Ventil zu treten. Entsteht unter dem Ventil eine größere Druckabnahme, als es der Druckabnahme durch die Zylinderfüllung entspricht, z. B. im Fall eines Maschinenbruches, so schließt der über dem Ventil stehende Dampfdruck das Ventil mit großer Sicherheit. Da aber die Bohrungen für den Dampfdurchtritt beim Niedergange gedeckt werden, so entsteht über dem Ventil Expansion, die ein sanftes Aufsetzen zur Folge hat, so daß die größte Gefahr der meisten Rohrbruchventile, beim Abschluß zertrümmert zu werden, hier vermieden ist. Wird auch das Absperrventil am Kessel als Selbstschlußventil ausgebildet, so ist man auch gegen die Gefahr eines Rohrbruches zwischen Kessel und Maschine gesichert, was besonders bei Anwendung starker Ueberhitzung zu beachten ist.

Eine wesentliche Abweichung von den allgemein gebräuchlichen doppelsitzigen Steuerventilen, bei denen die

Fig. 11 und 12.
Entlastetes Steuerventil

Sitzflächen in verschiedenen Ebenen liegen und wegen der Wärmeausdehnung des Ventiles niemals ganz dicht zu halten sind, zeigen die hier verwendeten entlasteten Ventile, deren Bauart der Zylinderquerschnitt, Fig. 11, erkennen läßt.

Die Einlaßventile haben zwei Sitze in einer Ebene, sind also Ringventile, während die Auslaßventile nur eine Sitzfläche haben. Bei jenen liegt die Ventilkammer, durch deren Entleeren die Entlastung erreicht wird, über, bei diesen unter dem Ventil, so daß bei den letzteren die Entlastung dadurch stattfindet, daß der über dem Ventil vorhandene höhere Druck unter das Ventil tritt. Zwischen Ventil und Spindel, also zwischen dem großen und dem kleinen Ventil, ist eine Entlastungsfeder eingeschaltet, welche die Hälfte des auf dem Entlastungsventil ruhenden Druckes aufnimmt, so daß beim Anheben nur die halbe Kraft geäußert zu werden braucht.

Der Rohrschieber, welcher die Durchtrittöffnungen im Ventilkorbe deckt, wird von vornherein nur lose eingepaßt, da er nur so weit zu drosseln braucht, daß durch das offene Entlastungsventil mehr Dampf abströmt, als durch die Undichtheit des Rohrschiebers nachströmt.

Diese Ventile sind leicht aufzuschleifen und haben keine Neigung, sich infolge der Erwärmung zu verziehen. Der Rohrschieber ist nach Art eines Trickschen Schiebers mit doppelter Durchströmung ausgestattet. Da der Schieber des Einlaßventiles einen größeren Durchmesser hat als das Ventil, so ist trotz der Ueberdeckung, welche zurückgelegt werden muß, bevor der Dampf einströmen kann, der Hub nicht größer als beim gewöhnlichen Doppelsitzventil. Der zuströmende Dampf kann nur während der Zylinderfüllung frei in die Ventilkammer treten, und somit wird bei Anwendung von Heißdampf die Stopfbüchse der Ventilspindel sehr geschont. Das einsitzige Auslaßventil ist so groß gewählt, daß der Hub nicht größer ausfällt als beim Einlaßventil[1]).

Der Dampfzylinder ist so lang gebaut, Fig. 13, daß die Ventile bis unmittelbar an die Zylinderbohrung herantreten können. Die noch verbleibenden Uebergangsräume zum Zylinder werden durch Vorsprünge des Dampfkolbens ausgefüllt. Der schädliche Raum kann bei dieser Anordnung leicht um 60 vH kleiner gehalten werden als bei Doppelsitzventilen; auch wenn man einem kurzen Zylinder zuliebe einen größeren Uebergangsraum schaffen muß, tritt noch eine erhebliche Ersparnis auf.

Für die Steuerung der Ein- und Auslaßventile habe ich Zwangläufigkeit bevorzugt, obwohl es keine Schwierigkeit hätte, die entlasteten Einsitzventile durch eine Freifallsteuerung (Auslösesteuerung) zu betätigen. Zum Steuern dienen umlaufende Schubkurven, auch Steuerdaumen oder unrunde Scheiben genannt.

Steuerungen mit Schubkurven haben sich stets großer Beliebtheit erfreut, weil die Ventilbewegung dabei auf das Notwendige beschränkt werden kann, während bei Exzenterbewegungen mit Wälzhebeln unnötig große und unschöne Bewegungen auftreten. Beim Anheben des Ventiles fällt der Ventilüberdruck mit der der Masse zu erteilenden Beschleunigung zusammen, und man hat es bei gewöhnlichen Doppelsitzventilen selten gewagt, mit Schubkurvensteuerungen über 90 oder höchstens 100 Uml./min zu gehen. Erst die Anwendung von entlasteten Ventilen hat hierin Wandel geschaffen.

Da im vorliegenden Falle die Ventilspindel erst angehoben werden muß, damit sich das Abströmen des Dampfes aus der Ventilkammer vollziehen kann, erhalten die Steuerdaumen eine doppelte Abstufung, also eine innere, eine mittlere und eine äußere »Rast« (nach dem von Prof. W. Hartmann eingeführten Ausdruck) für die Laufrolle.

Das Zusammenwirken von Ventil und Rohrschieber, wobei der letztere die Durchtrittöffnungen am ganzen Umfange freigibt, wenn die Hubgeschwindigkeit schon ziemlich groß ist, verleiht den Ventilerhebungsdiagrammen einen ganz eigenartigen Charakter. Fig. 14 und 15 zeigen die dem Steuerungsschema entnommenen Erhebungsdiagramme des Ein- und des Auslaßventiles, Fig. 16 und 17 dagegen an der Maschine selbst während des Betriebes abgenommene

[1]) Es sei hier hervorgehoben, daß der Rohrschieber die Ueberdeckung zurücklegen muß, bevor der Dampf durch das Ventil in den Zylinder einströmt. Das trägt zur Schonung der Ventilsitzflächen sehr bei, die bekanntlich durch stark gedrosselten Dampf am meisten abgenutzt werden, während hier das Ventil schon aus dem Strömungsbereich entfernt ist.

Fig. 13.

Erhebungsdiagramme. Die Uebereinstimmung ist vollkommen, wie es bei zwangläufigen Steuerungen nicht anders sein kann.

Während man bei Steuerungen mit gewöhnlichen Ventilen das Einlaßventil höchstens $^1/_2$ vH vor der Kolbentotlage anheben darf, beginnt hier das Anheben der Ventilspindel, also des Entlastungsventiles, schon bei 20 vH vor Hubende, und dieses Ventil bleibt von $6^1/_2$ bis $1^1/_2$ vH des Kolbenweges offen, damit die Druckentlastung wirklich vollständig eintritt. Von da bis zur Totlage wird das entlastete Rohrschieberventil so weit angehoben, daß die Ueberdeckung des Schiebers durchlaufen wird, während alle Durchtrittöffnungen am ganzen Umfange gleichzeitig, und zwar genau bei Kolbentotlage, eröffnet werden. Da der Schieber doppelte Einströmung gewährt, so muß im Erhebungsdiagramm der Durchtrittquerschnitt verdoppelt werden, was in Fig. 14 und 15 durch die punktierten Linien angedeutet ist, damit man die Schnelligkeit der Eröffnung und des Abschlusses richtig bewerten kann.

Der Auslaß wird durch einfache unrunde Scheiben gesteuert, die seitlich an die festgekeilten Einlaßdaumen angeschraubt sind und bei Bedarf etwas verstellt werden können. Aus Fig. 12 ist ersichtlich, daß der Steuerhebel gabelförmig ausgebildet ist und 2 Rollen trägt; die eine dient in der bekannten Weise zum Anheben des Ventiles, während der Schluß durch die Schließfeder besorgt wird und die Oeffnungsrolle am Steuerdaumen wieder abläuft. Sollte die Schließfeder brechen und das Ventil stecken bleiben, so würde die zweite Rolle den Abschluß besorgen; sie dient also als Sicherheitsvorrichtung. Bei einsitzigen Ventilen wird sich übrigens der ausströmende Dampf so auf das Ventil setzen, daß es selbst im Fall eines Federbruches nicht offen bleiben kann. Dagegen ist bei Doppelsitzventilen der Zwangschluß zu empfehlen, da das Durchströmen des hochgespannten Dampfes in den Zwischenbehälter oder den Kondensator meist eine Betriebsunterbrechung zur Folge haben wird.

Daß man durch eine umlaufende Daumenscheibe und zwei Rollen eine Exzenterbewegung ersetzen kann, wenn An- und Ablaufkurve äquidistant zueinander sind, ist bekannt; doch liegen dann die beiden Rollen und der Mittelpunkt der Daumenscheibe auf einer Geraden. Neu dürfte sein, daß man mit einem umlaufenden Daumen auch die Eröffnung und den Schluß bedienen kann, wenn beide innerhalb einer halben Umdrehung liegen, wie es bei Ventilsteuerungen der Fall ist. Dem Bedenken, daß die zueinander äquidistanten Kurven sehr genau hergestellt sein müssen, kann man dadurch begegnen, daß man statt des Gabelhebels zwei Hebel nimmt, von denen der eine nur lose auf die Welle gesteckt ist und durch eine Schraube unter Vermittlung eines elastischen Zwischenmittels an die Daumenscheibe angedrückt wird, wobei er den festgekeilten Hebel mitnimmt; s. Fig. 18.

Betreffs der Einlaßsteuerung sei folgendes bemerkt: Bei den in neuerer Zeit gebräuchlichen zwangläufigen Ventilsteuerungen wird meist ein (bezw. zwei symmetrisch angeordnete) Exzenter durch einen Achsenregler verstellt, und zwar durch Drehung oder geradlinige Verschiebung in einer Rahmenführung. Man erhält dabei ungleiche Voröffnungen, mäßige Oeffnungen bei kleinen Füllungen und etwas schleichende Absperrung, da die Erhebungskurve möglichst sanft auslaufen muß, damit das Ventil ruhig aufsetzt; dies nimmt man im Interesse der Einfachheit der Steuerung willig in den Kauf.

Dem ziehe ich vor, die Steuerungsbewegung in zwei Teile aufzulösen, eine fest bestimmte für alle Phasen der Eröffnung und des Abschlusses für die größte Füllung, während eine davon unabhängige, nur vom Regler beeinflußte Bewegung den wechselnden Füllungsabschluß bestimmt. Dabei erhält man unter allen Umständen gleiches Voröffnen für alle Füllungen, ebenso tadellose Eröffnungen, und vermeidet unnütze Wege unter der Voraussetzung, daß Schubkurven angewendet werden. Bei Benutzung der Rohrschieberventile erhalten die Füllungsabschnitte einen ganz andern Charakter als bei gewöhnlichen Ventilen, worüber die Erhebungsdiagramme, Fig. 14 und 15, Aufschluß geben[1]). Die Herstellungskosten eines kombinierten Rohrschieberventiles, bei dem der Umfang und die Stirnseite zu bearbeiten sind, sind jedenfalls nicht größer als die eines Doppelsitzventiles, wobei das Aufschleifen von zwei voneinander unabhängigen Sitzflächen bekanntlich viel Mühe verursacht und doch nicht vollständig gelingt.

Es fragt sich nun, ob die Gestaltung der äußeren Steuerung in genügend einfacher Weise möglich ist. In Z. 1902 S. 1320 ist eine Lösung gezeigt worden, bei welcher eine besondre Expansions-Vorgelegewelle angebracht ist, um einem Leistungsregler Gelegenheit zum Eingriff zu geben.

Bei der hier beschriebenen Versuchsmaschine ist ein auf der Steuerwelle sitzender Achsenregler verwendet, und es sind für die hintere und die vordere Zylinderseite verschiedene Daumensteuerungen ausgeführt, um beide im Betriebe beobachten zu können.

Fig. 14. Einlaßventil hinten.

Fig. 15. Auslaßventil hinten.

Fig. 18.

Fig. 16 und 17. Ventilerhebungsdiagramme.

[1]) Diese Ventilsteuerungen mit zwei unabhängigen Bewegungen stehen zu denen mit einfacher Bewegung in einem ähnlichen Verhältnis wie eine Doppelschiebersteuerung zu einem einfachen Schieber, und es lassen sich mit den ersteren entsprechend bessere Verhältnisse bei der Dampfverteilung erzielen.

Die Einlaßsteuerung der hinteren Seite unterscheidet sich von den sonst gebräuchlichen ganz wesentlich dadurch, daß eine Feder das Einlaßventil selbsttätig öffnet, sobald eine festgekeilte Daumenscheibe dies zuläßt. Diese Scheibe *V* (Verteilscheibe), Fig. 11, sichert gleiches Voröffnen für alle Füllungen, und zwar durch Ausweichen, bildet also gewissermaßen das »Negativ« einer gewöhnlichen Daumenscheibe, während die auf die Steuerwelle lose aufgesteckte Daumenscheibe *E* (Expansionsscheibe) ihre Stellung vom Achsenregler angewiesen erhält (Aenderung der Voreilung durch einfache Verdrehung) und demgemäß früher oder später den Schluß des Einlaßventiles besorgt. Die Oeffnungsfeder hat vorerst nur die Ventilspindel mit dem kleinen Entlastungsventil anzuheben, damit sich der Druck zwischen der unter dem Ventil ansteigenden Kompressionsspannung und der Spannung über dem Ventil (in der Ventilkammer) ausgleichen kann. Nach eingetretener vollständiger Entlastung ist die Federkraft frei und hat nur die Massenbeschleunigung des Ventiles zu besorgen.

Die Stopfbüchse hat einen doppelten Packraum mit Zwischenring, dessen Hohlraum mit einem Raum niedrigen Druckes, z. B. dem Kondensator oder dem Saugwindkessel der Speisepumpe, verbunden werden kann; man braucht dann die Stopfbrille nur ganz sanft anzuziehen. Die vorliegende Maschine arbeitet mit Auspuff, und es ist von der eben erwähnten Einrichtung kein Gebrauch gemacht. Trotzdem springt das Einlaßventil so leicht und sicher an, daß man während des Betriebes die Oeffnungsfeder abnehmen kann, und der geringe Dampfüberdruck auf den Spindelquerschnitt genügt, um das Ventil zu öffnen. Ein Versagen des Einlaßventiles ist bei dem bisherigen, etwa halbjährigen Betriebe noch nicht vorgekommen. Uebrigens würde, wenn etwa das Ventil wegen zu starken Anziehens der Stopfbüchse hängen bleiben, also kein Dampf eintreten sollte, die Betriebsicherheit weniger gefährdet, als wenn bei einer der gebräuchlichen Ventilsteuerungen das Ventil offen stehen bliebe und der hochgespannte Dampf ohne Unterbrechung einströmte. Bei der vorliegenden Einrichtung könnte die Maschine immerhin mit einseitiger Füllung weiterlaufen, bis der Maschinist herzukäme und die Stopfbüchse nachließe oder die Oeffnungsfeder nachspannte, was während des Betriebes geschehen kann.

Fig. 19.

Kork

Nur beim Anlassen der Maschine macht sich das Fehlen der entlastenden Kompressionsspannung fühlbar. Man muß bei der vorliegenden Ausführung mit der Hand an der äußeren Steuerung nachhelfen, damit das Einlaßventil anspringt, was als lästig empfunden wird. Der Uebelstand ist beseitigt, wenn man durch eine besondre kleine Leitung Frischdampf in den Zylinder eintreten läßt. Da bei Heißdampfmaschinen der Heizmantel wegfällt, so ist eine solche Leitung für unmittelbaren Dampf ohnedies wegen des Anwärmens ein Bedürfnis. Jedenfalls ist diese äußere Steuerung die einfachste, welche bis jetzt bekannt ist, da die Verdrehung eines Daumens zur Füllungsänderung genügt.

Steigt die Kompression zu hoch an, oder gelangt Wasser in den Zylinder, so hebt sich das Einlaßventil selbsttätig, wirkt somit als Sicherheitsventil.

Erwähnenswert ist noch, daß für höhere Umlaufzahlen die in Fig. 19 dargestellte elastische Korkscheibe in das Steuergestänge eingeschaltet ist. Der Steuerdaumen hat beim Ansetzen keinen Ventilüberdruck zu überwinden, weil das Ventil offen steht, jedoch die Beschleunigung der Masse zu besorgen. Beim Aufsetzen des Ventiles kommt nur dessen eigene Masse in Betracht, während die Spindel ihren Weg noch fortsetzt. Die erste Stufe des Daumens braucht somit nur das Ventil allein zur Ruhe zu bringen, während die zweite Stufe das Ventilgestänge übernimmt.

Die vordere Zylinderseite ist mit der in Fig. 20 dargestellten zwangläufigen Daumensteuerung ausgestattet. Die festgekeilte Daumenscheibe *V* öffnet unter Vermittlung einer verschiebbaren Rolle *r*, des Steuerhebels *h* und der nur auf Zug beanspruchten Stange *z* das Einlaßventil; eine im Ventilständer untergebrachte Feder *f* besorgt wie üblich den Schluß, wenn die Rolle *r* an der Daumenscheibe *V* abläuft. Die vom Regler verdrehte lose Scheibe *E* bringt unter Vermittlung des gegabelten Hebels *g* zu einem beliebigen Zeitpunkt die Rolle *r* vorzeitig zum Ausweichen; die beiden Rollen des Hebels *g* laufen auf äquidistanten Kurven der losen Scheibe *E*. Bei der Füllungsunterbrechung wirkt das hintere Hebelende von *g* unter Vermittlung einer Spannfeder auf die Verlängerung des Steuerhebels *h* und erzwingt den Schluß auch dann, wenn etwa die Schließfeder *f* brechen sollte. Die Spannfeder hält dabei alle Gelenke einseitig angedrückt. Verschiedene Male wurde (während des Betriebes) die Schließfeder abgenommen, ohne daß im Gange der Steuerung ein Unterschied zu merken war. Die Steuerung kann somit als vollkommen zwangläufig bezeichnet werden, zum Unterschiede von den sogenannten halbzwangläufigen Steuerungen, bei denen die Feder den Schluß bewirkt. Es bedarf wohl kaum noch des Hinweises, daß diese in der Praxis gebräuchlichen Bezeichnungen nicht logisch sind; denn kein Ventil schließt sich »aus Gefälligkeit«.

Fig. 20.

Zwangläufige Daumensteuerung.

Der Achsenregler ist in Fig. 21 und 22 abgebildet. Die Gewichtkörper sind in bekannter Art radial gerade geführt und wirken unmittelbar, ohne Gelenke, den Federn entgegen. Das Gehäuse samt den Verschaldeckeln wirkt als Beharrungsmasse; seine Stirnseiten haben schräge Schlitze, in denen sich die Zapfen der Schwungkörper mit Kulissensteinen führen. Jeder Bewegung der Gewichte nach außen oder innen entspricht eine schwingende Bewegung der Beharrungsmasse nach rückwärts oder vorwärts und umgekehrt. Die Bewegung der Beharrungsmasse wird von zwei einander gegenüberliegenden Punkten der Trommel auf Zahnradseg-

mente übertragen, die sie mit vergrößertem Winkelausschlag an Zahnräder weitergeben, welche (rechts und links vom Regler) mit den Expansionsdaumen auf gemeinschaftlichen Hülsen sitzen und ihnen daher eine entsprechende Drehung erteilen. Der ganze Ausschlag der Beharrungsmasse erzeugt an den Expansionsdaumen einen Drehwinkel von 164°, welcher reichlich genügt, um alle Füllungen zu beherrschen.

Bei diesem Regler, welcher der Beharrungsmasse zuliebe recht schwach bemessen wurde, machte man die unangenehme, aber äußerst lehrreiche Erfahrung, daß die Anwendung des Beharrungsprinzipes bei geringen Umlaufzahlen keineswegs vorteilhaft ist. Die seinerzeit von Prof. Stodola ausgesprochene Hoffnung [1]), daß man vielleicht den Regler selbst etwa zehnmal so schwach ausführen könnte, als sonst nötig, wenn die Beharrungsmasse die Hauptwirkung übernähme, hat sich nach den bisher vorliegenden Erfahrungen keineswegs bestätigt. Selbst bei höheren Umlaufzahlen muß der Regler eben so kräftig sein wie gewöhnlich, um die Beharrungsmasse beim Anlaufen zum Einspielen zu bringen, während bei niedrigen Umlaufzahlen, z. B. bei 100 i. d. Min., wie im vorliegenden Falle, die Beharrungsmasse so viel schädliche Reibung erzeugt und zur eigenen Beschleunigung beim Anlaufen soviel Kraft erfordert, daß man den Regler stärker wählen muß, als sonst nötig ist. Die Regler, bei denen das ganze Gehäuse als Beharrungsmasse wirkt, sind für geringe Umlaufzahlen überhaupt nicht zu empfehlen, da der Regler der Beharrungsmasse unter die Arme greifen muß, statt des Umgekehrten.

Die vorliegende Versuchsmaschine hat gezeigt, was in erster Linie erprobt werden sollte, daß die Entlastung der neuen Ventile wirklich eine vollständige ist, sobald nach dem Anheben des Entlastungsventiles eine kleine Hubpause eintritt, damit sich der Druck vollständig ausgleichen kann; es bedarf wohl kaum des Hinweises, daß sich zur äußeren Steuerung verschiedene bekannte Systeme ebenfalls eignen, insbesondre die, bei welchen Schubkurven verwendet werden, weil man dabei die erwähnte »doppelte Abstufung« leicht anbringen kann.

Ohne weiteres ist wohl auch klar, daß die hier beschriebenen äußeren Steuerungen sich auch mit Doppelsitzventilen vereinigen und auf einfache Weise sehr vollkommene Ventilerhebungsdiagramme erzielen lassen.

Die Steuerungen mit unrunden Scheiben ermöglichen eine Vereinfachung der konstruktiven Behandlung der Ventildampfmaschinen, da man für alle gangbaren Maschinen mit 3 bis 4 Größen von Daumenscheiben und dementsprechend mit 3 oder 4 Steuerungsschemen auskommt. Kleine Aenderungen der Vorausströmung und der Kompression können von Fall zu Fall durch Verdrehung der Auslaßdaumenscheiben berücksichtigt werden. Die Schablonen aus gehärtetem Stahlblech für die Daumen oder diese selbst können auf Vorrat gearbeitet werden, da sie sich immer wiederholen. Wendet man die entlasteten Einsitzventile mit ihrem geringen schädlichen Raum an, dann genügen auch 3 oder 4 Modelle für die Ein- und Auslaßventile, ohne Rücksicht auf die vorkommenden Abstufungen im Zylinderdurchmesser oder der Umlaufzahl. Auch beim Achsenregler genügen 3 bis 4 Größen für alle Fälle, da eine etwas reichlichere Bemessung des Reglers, als unbedingt nötig wäre, viel weniger kostet, als wenn bei jeder Maschinenbestellung zeitraubende Nachrechnungen und Umzeichnungen (etwa auch noch Modelländerungen) vorgenommen werden, um eine nicht wesentliche Ersparnis am Regler zu erzielen. Nur so lassen sich die Unkosten für Bureau wie für Modelle, die bei vielen Maschinenfabriken eine unheimliche Höhe erreichen, verringern und gleichzeitig die Uebersichtlichkeit und Genauigkeit der Herstellung erhöhen.

Fig. 21 und 22. Achsenregler.

[1]) Z. 1899 S. 576.

Die Eisenbahnbrücke über die Havel bei Brandenburg.

(Nachtrag)

Auf S. 1661 dieser Zeitschrift, linke Spalte, Ende des dritten Absatzes, findet sich in dem Hinweis auf Fig. 21 ein Irrtum. In dieser Figur sind tatsächlich die Längenabmessungen der Trägerteile eingeschrieben. Die Querschnittsflächen der Hauptträgerteile in qcm sind hierneben zusammengestellt (vergl. Fig. 21, S. 1660).

		$V_0 = 527$ (Rahmen)			
$O_1 = 262{,}6$	$U_1 = 262$	$V_1^0 = 106{,}8$	$V_1'' = 74{,}8$	$D_1^0 = 217{,}6$	$D_1'' = 191{,}2$
$O_2 = 319{,}6$	$U_2 = 262$	$V_2^0 = 83{,}9$	$V_2'' = 64{,}4$	$D_2^0 = 154{,}6$	$D_2'' = 129{,}2$
$O_3 = 319{,}6$	$U_3 = 353{,}6$	$V_3^0 = 74{,}8$	$V_3'' = 64{,}4$	$D_3^0 = 132{,}6$	$D_3'' = 106{,}7$
$O_4 = 412{,}4$	$U_4 = 378$	$V_4^0 = 65{,}6$	$V_4'' = 56$	$D_4^0 = 84{,}6$	$D_4'' = 75{,}9$
$O_5 = 412{,}4$	$U_5 = 461$	$V_5^0 = 65{,}6$	$V_5'' = 56$	$D_5^0 = 74{,}8$	$D_5'' = 66{,}5$
$O_6 = 489{,}2$	$U_6 = 477$	$V_6^0 = 54{,}8$	$V_6'' = 42$	$D_6^0 = 64{,}4$	$D_6'' = 49{,}6$
$O_7 = 489{,}2$	$U_7 = 477$	$V_7^0 = 42$	$V_7'' = 42$	$D_7^0 = 56$	$D_7'' = 49{,}6$
$O_8 = 489{,}2$	$U_8 = 477$	$V_8 = 42$		$D_8^0 = 48$	$D_8'' = 42$

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 7. Juni 1905.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 10. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Deeg. Schriftführer: Hr. Neumann.

Anwesend 88 Mitglieder und 16 Gäste.

Der Vorsitzende teilt das Ableben des Hrn. Effertz in Köln-Lindenthal mit.

P. Effertz war in Grevenbroich geboren, besuchte von 1865 bis 1868 die Technische Hochschule Zürich, war dann bei der Kölnischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Köln-Bayenthal, später bei der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk und darauf längere Jahre bei der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz tätig; später wurde er Vertreter dieser Firma in Köln für Brauereimaschinen. In den letzten Jahren war Effertz sehr oft krank und infolgedessen verhindert, seinem Berufe nachzugehen. Alle, die ihn kannten, schätzten ihn und werden sein Andenken in Ehren halten.

Zu Ehren des Verstorbenen erhebt sich die Versammlung von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Matschoß über technische Museen.

Museen in der Bedeutung geordneter öffentlicher Sammlungen zum Zwecke des Studiums einzelner Gebiete der Kunst und der Wissenschaften sind eine Errungenschaft der neueren Zeit. Das Altertum hat, wenn wir von den Bibliotheken absehen, eigentliche Sammlungen nicht gekannt, ebensowenig das frühere Mittelalter. Erst als sich mit dem erwachenden Verständnis für die alte Kultur auch die Wertschätzung der noch vorhandenen Ueberreste Bahn brach, begann man, zuerst im Kreise der Fürsten und reicher Privatmänner, planmäßige Sammlungen anzulegen. Gegenstand der Sammlungen waren vorzugsweise die Erzeugnisse der Künste und des Kunstgewerbes. Die ersten technischen Museen waren die Rüstkammern der Ritter und Fürsten.

Oeffentliche Museen großen Stiles, die allen zugänglich sind, hat erst das vergangene Jahrhundert geschaffen. Der sich entwickelnde moderne Staat stellte immer reichlichere Mittel für derartige gemeinnützige Bestrebungen zur Verfügung. Man beschränkte sich nicht mehr auf Kunst und Kunstgewerbe, sondern zog die verschiedensten Wissensgebiete in den Kreis der Sammlungen. Es entstanden Museen, die sich zur Aufgabe machten, die Kulturgeschichte eines ganzen Volkes darzustellen. Das Germanische Museum in Nürnberg vertritt diese Gruppe wohl am großartigsten. Auch Berufstände, wie der Kaufmannstand, haben sich in den Handelsmuseen lehrreiche Sammlungen geschafft. Nur die exakte Naturwissenschaft, Physik, Chemie und die alles umgestaltende Technik wollten sich, wenigstens in Deutschland, nicht über den Rahmen von Hochschulsammlungen hinaus zu Museen erweitern. Ein allgemeines Museum der Naturwissenschaften und der Technik besitzen bisher nur Frankreich und England. Das nicht hoch genug zu schätzende Verdienst, jetzt Deutschland das zu geben, was diese beiden Kulturnationen schon so lange besitzen, haben sich die Begründer des Museums für Meisterwerke der Naturwissenschaft und Technik in München erworben.

Im folgenden ist ein kurzer Ueberblick über den Inhalt und Umfang einzelner vom Vortragenden besuchter Museen gegeben.

Conservatoire des Arts et Métiers, Paris, Musée technologique et industriel. Im Jahre 1794 wurde das Museum vom Staate gegründet und erhielt nach verschiedenen Erweiterungen seinen dauernden Platz in der hierfür umgebauten Benediktiner-Priorei St. Martin des Champs. Es enthält 20000 Gegenstände und umfaßt insbesondre folgende Gebiete: Bergbau, Metallurgie, allgemeines Maschinenwesen, Technologie, landwirtschaftliche Maschinen, Materialienkunde, Präzisionsmechanik und allgemeine Physik. Als bemerkenswert seien erwähnt: geschmiedete Zylinder aus dem Jahre 1730, der erste Dampfmotorwagen von 1770, Modelle der ersten Luftballons von Montgolfier, ein Planetarium von Huyghens, große Sammlungen alter Musikinstrumente und der Saal der Eisenwerke von Creusot.

Das Marine-Museum in Paris. Die Sammlung ist im Louvre untergebracht und enthält eine Anzahl von Schiffsmodellen und Erinnerungsstücken aus der Geschichte der französischen Marine, unter anderm ein Modell, das die Aufrichtung des Obelisken von Luxor in Paris 1836 zur Darstellung bringt. Auch einige Modelle von Dampfschiffsmaschinen und ein sehr großes Modell einer Ludwig XVIII. geschenkten Lokomotive von Norris in Philadelphia sind vorhanden.

Das South Kensington-Museum, London. Die Museen, die unter diesem Namen gewöhnlich zusammengefaßt werden, umschließen fast alle Gebiete menschlicher Tätigkeit und Forschung, alle Gebiete der Kunst und Wissenschaft, der Technik, des Handels und des Verkehrs. Eine Stadt von Museen bildend, gibt das Kensington-Museum beim Durchwandern einen Begriff von der »Universitas« menschlicher Bildung, wie er großartiger wohl an keinem andern Orte der Welt in gleich kurzer Zeit erworben werden kann.

Die Abteilung, welche hier besprochen werden soll, zerfällt in 3 Hauptteile:

1) die Sammlung des Maschinenwesens,
2) die Sammlung für Schiffbau und Schiffsmaschinenwesen,
3) die Sammlung mathematischer und naturwissenschaftlicher Geräte und Gegenstände.

Die technischen Sammlungen sind 1867 begonnen worden, und zwar auf Veranlassung der obersten Unterrichtsbehörde Englands. Eine außerordentliche Bereicherung erfuhren sie 1876 dadurch, daß die Firma James Watt & Co. eine große Anzahl von Maschinen und Modellen überließ, die größtenteils von James Watt selbst angefertigt waren. Nur ein Teil der von Privatpersonen gestifteten Gegenstände geht in das Eigentum des Museums über, sehr viele bleiben in fremdem Besitz und werden dem Museum leihweise überlassen. Eine besondre Anziehungskraft übt die Sammlung dadurch aus, daß ein großer Teil der Modelle von dem Beschauer selbst mit leichter Mühe durch Preßluft in Bewegung gesetzt werden kann.

Aus der gewaltigen Fülle des Dargebotenen seien nur ganz wenige bemerkenswerte Gegenstände herausgegriffen. Man findet die älteste bekannte Turmuhr aus dem Jahre 1325, das arbeitende Modell eines Geysers und Vulkanes und Geräte von Joule zur Bestimmung des mechanischen Wärmeäquivalentes. Das Maschinenwesen allein umfaßt 1732 Gegenstände; die davon getrennte Abteilung für Schiffbau enthält auch die großartige Sammlung Maudslayscher Schiffsmaschinen.

Die interessanteste Gruppe der technischen Abteilung ist die der Dampfmaschinen. Alte Wattsche Originalmaschinen sowie die ersten Lokomotiven, gleichfalls im Original, erwecken, in einer großen Halle aufgestellt, das Interesse jedes Besuchers. Erwähnt sei ferner die fast vollständige Sammlung von Schreibmaschinen, die den ganzen Entwicklungsgang darstellt, sowie die sehr bedeutende Sammlung von technischen Meßgeräten.

Die Einrichtung der Sammlung ist als geradezu mustergültig zu bezeichnen. Ausführung und Einrichtung der Kataloge können kaum übertroffen werden. Das Museum wird, außer durch Ankauf und Schenkungen, durch Anfertigung von Modellen in den eigenen Werkstätten erweitert. Außerdem scheint auch von der Leitung des Museums eine Art konservatorische Tätigkeit ausgeübt zu werden, insofern alte Maschinenanlagen, die sich zur Aufbewahrung im Museum nicht eignen, wenigstens vor ihrer Zerstörung photographisch aufgenommen werden.

Das k. k. historische Museum der Oesterreichischen Eisenbahnen in Wien. Das Museum war zuerst nur für die österreichischen Staatsbahnen gedacht, wurde aber bald so erweitert, daß es im Jahre 1894 als historisches Museum der österreichischen Bahnen angesehen werden konnte. Es umfaßt insbesondre Zeichnungen, Abbildungen und Modelle hervorragender Bauten, Brücken usw., verschiedene Betriebsgegenstände und Signalmittel, die auf den österreichischen Eisenbahnlinien längere Zeit hindurch in Verwendung gestanden haben, und bildliche oder graphische Darstellungen denkwürdiger Ereignisse beim Betriebe. Unter den ausgestellten Betriebsgegenständen sind vertreten: Schienen- und Oberbau-Anordnungen, Weichen (118 Nummern), Wagen, Achslager (79 Nummern), Telegraphen-, Fernsprech- und Signaleinrichtungen, Eisenbahngeld, Eisenbahnmodelle und Eisenbahnmarken, sowie eine Zusammenstellung von Eisenbahnreklamemittel.

Das k. k. technologische Gewerbemuseum in Wien umfaßt Holzindustrie, chemische Gewerbe und Metallindustrie. Es dient ausschließlich Unterrichtzwecken; dem entspricht auch die Wahl der Gegenstände und die Anordnung der Sammlung.

Das kgl. bayerische Verkehrsmuseum in Nürnberg. Veranlassung zu der Gründung des Museums gab die bayerische Landesausstellung zu Nürnberg im Jahre 1882, insofern als die königl. Eisenbahnverwaltung beschloß, die von ihr ausgestellte umfassende Sammlung von Zeichnungen und Mustern bahntechnischer Einrichtungen in einem besondern

Museum zu vereinigen und dauernd zu erhalten. Im Erdgeschoß befinden sich die eisenbahntechnischen Sammlungen, im Obergeschoß Post, Telegraphie, Fernsprechwesen. Die eisenbahntechnische Sammlung enthält Modelle von Lokomotiven und Wagen, ferner Modelle und Zeichnungen von Brücken und Gebäuden. Eine Abteilung befaßt sich mit der Bodensee-, Kanal- und Mainschiffahrt. Sehr bemerkenswert sind ferner vor allem die Bremsen und die Lokomotivkessel sowie die Einzelteile der Lokomotiven.

Das Germanische Museum in Nürnberg. Zu den Gegenständen, die in den Rahmen des vorliegenden Berichtes fallen, gehört außer den Waffensammlungen die unter dem Namen »Deutsches Handelsmuseum« mit dem Germanischen Museum verbundene Stiftung. Man sieht hier eine Anzahl von Schiffsmodellen, teilweise bis zum 16. Jahrhundert zurückreichend, ferner Modelle von Wagen und Karren, eine Sammlung von Gewichten, Maßen und Geräten, von der eine größere Anzahl Astrolabien (Sternaufnehmer), Geschützquadranten, Globen bemerkenswert sind. Unter der Bezeichnung: technische Modelle und Werkzeuge, findet man in einem Saale bunt durcheinander eine Kanzel mit Treppe, Hängebrücken, Kreuzgewölbe und Dachstühle, Dreschmaschinen, Hammerwerke, Oefen, das Modell eines Bergwerkes, Ackerbaugeräte und schließlich eine Vereinigung verschiedener durch Wasserkraft bewegter Maschinen, friedlich vereint mit der Ruine der Klosterkirche zu Paulinenzelle und dem Königstuhl zu Rhense.

Es macht den Eindruck, als hätte man hier alles zusammengestellt, was man anderswo schwer unterbringen konnte, und es wäre mit Freuden zu begrüßen, wenn es gelänge, diese teilweise wertvollen Gegenstände dahin wieder zurückzuführen, wo sie hergekommen sind. nämlich nach München, und zwar jetzt in das neu gegründete Museum der Naturwissenschaft und Technik.

Der Mathematisch-physikalische Salon in Dresden. Die Sammlung besteht insbesondre aus optischen und astronomischen Geräten, die bis zum 16. Jahrhundert zurückreichen. Bemerkenswert sind in der mathematischen Abteilung eine Rechenmaschine von Pascal 1650 und ein Galileischer Handzirkel 1615.

Das Reichsmarine-Museum in Kiel. In einem mäßig großen Raume ist in starkem Durcheinander eine Menge der verschiedensten Gegenstände von sehr verschiedenem Wert untergebracht. Am bedeutsamsten ist wohl eine Anzahl von gut ausgeführten Schiffsmodellen. Die Sammlung darf nur als bescheidener Anfang eines Reichsmarine-Museums angesehen werden.

Das Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik in München ist bei Gelegenheit der Münchener Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure am 28. Juni 1903 gegründet worden. Es gleicht in seiner Organisation dem Conservatoire des Arts et Métiers. In dem Vorstandsrat und in dem weiteren Ausschuß ist eine lange Reihe der hervorragendsten Vertreter der Wissenschaft und Technik in Deutschland zur Mitarbeit herangezogen. Außer den Sammlungen der für die Entwicklung der Naturwissenschaft und Technik maßgebenden Geräte, Maschinen und Bauwerke will das Museum eine großartig angelegte Bibliothek der allgemeinen Benutzung zur Verfügung stellen und ihr eine Sammlung von Zeichnungen und andern technischen Urkunden hinzufügen. Der in Betracht gezogene Platzbedarf des Museums ist dem Umfang dieser Bestrebung angepaßt. Schon jetzt stehen ihm 4500 qm zur Verfügung. Wenn der in München geplante Neubau hergestellt sein wird, werden beim ersten Ausbau 22000 qm vorhanden sein, während beispielsweise die technische Abteilung des Kensington-Museums in London nur 6000 qm umfaßt.

Abgesehen von der dem Museum überwiesenen hervorragenden Sammlung der königl. bayerischen Akademie der Wissenschaften, die allein vier große Säle füllt, sind schon jetzt etwa 600 wertvolle Gegenstände von 70 verschiedenen Stiftern teils übergeben, teils zugesagt worden.

Die Abteilung für Physik und Chemie enthält die wertvollen Instrumente Fraunhofers, dessen Einfluß auf die Entwicklung der Optik hierdurch in anschaulicher Weise verbildlicht wird, die Originale der Steinheilschen Telegrapheneinrichtungen, ferner die vom Staate vor wenigen Jahren für den Preis von 30000 ℳ angekaufte Reichenbachsche Kreisteilmaschine, die nahezu 100 Jahre im Gebrauch stand, dann eine Sammlung der Werkstätte von Karl Zeiß in Jena, welche wertvolle Beiträge zur Entwicklung des Mikroskopes, der Fernrohre usw. liefert.

Die Sammlung für Maschinenwesen und Elektrotechnik weist die berühmte Reichenbachsche Wassersäulenmaschine auf, die vom bayerischen Finanzministerium überwiesen worden ist; sie liefert durch ihre nahezu 100jährige Betriebsdauer zugleich einen Beweis, wie vorzüglich Maschinen schon zu Beginn des vorigen Jahrhunderts hergestellt werden konnten. Von der Firma Fried. Krupp werden wichtige Dampfmaschinen, darunter eine Balanziermaschine vom Jahre 1806, von Gebrüder Sulzer deren erste Ventilmaschine, von der Gasmotorenfabrik Deutz die ältesten Ausführungen ihrer atmosphärischen und Viertaktmaschinen, von R. Wolf eine seiner ältesten Lokomobilen, von R. Diesel die ersten Diesel-Motoren zur Verfügung gestellt werden.

Die Entwicklung der Elektrotechnik wird durch historische und vorbildliche Dynamomaschinen und Starkstromgeräte, die auf Veranlassung Wilhelms von Siemens in mustergültiger Weise von den Siemens-Schuckert-Werken aus den alten Beständen der Berliner und Nürnberger Fabriken zusammengestellt sind, erläutert werden.

In der Gruppe für Verkehrswesen soll die erste in Bayern verwendete Schnellzuglokomotive aufgestellt werden, und zwar soll sie, um der Belehrung weitester Kreise zu dienen, längs der Kesselmitte und längs der Zylinder durchgeschnitten werden. Die Erfindung des elektrischen Bahnbetriebes durch Werner von Siemens wird durch das von der Firma Siemens & Halske gestiftete Original der ersten elektrischen Lokomotive im Museum verewigt werden. Auf dem Gebiete des Marinewesens sind wertvolle Modelle wichtiger Erstkonstruktionen von Schiffsmaschinen sowie Modelle hervorragender moderner Schiffsarten seitens der Schichauschen Werke gestiftet worden.

Von der bayerischen Verkehrsverwaltung und dem Reichspostamte sind Nachbildungen der wichtigsten Geräte aus den Postmuseen zu Berlin und Nürnberg zur Verfügung gestellt.

Auf dem Gebiete der chemischen und mechanischen Technologie zeigen die von der Firma Krupp überlassenen Sammlungen die industrielle Entwicklung der Eisen- und Stahlfabrikation. Seitens des Hrn. Reinhard Mannesmann, Remscheid, sind Originaleinrichtungen für das Mannesmannsche Walzverfahren zur Verfügung gestellt worden. Dr. Goldschmidt in Essen hat Muster der ersten, nach seinem Thermitverfahren geschweißten Schienen, Röhren usw. überwiesen.

In der Abteilung für Straßen-, Wasser- und Eisenbahnbau, Hygiene usw. wird von der badischen Regierung aus dem Bestande der Technischen Hochschule zu Karlsruhe das Modell der alten Offenburger Brücke, der ältesten Gitterbrücke Deutschlands, geliefert werden.

Außerdem soll das Museum mit einer Bibliothek, Urkunden- und Plansammlung verbunden werden und Bilder hervorragender Männer sowie wichtiger Ereignisse der Technik enthalten.

Auch schon bestehende Museen, die sich die geschichtliche Erforschung kleinerer Gebiete zur Aufgabe gemacht haben, fangen an, für technische Urkunden und Gegenstände Interesse zu zeigen. So fand der Redner im Museum der Stadt Freiberg in Sachsen Werkzeuge der Bergmannstätigkeit und vor allem eine vorzügliche Entwicklungsreihe von Beleuchtungskörpern, vom Kienspan an. Andre kleinere Museen haben bereits technische Zeichnungen von Fabriken erbeten. Vor allem aber wird es wertvoll sein, wenn sich die einzelnen Firmen angelegen sein lassen, den Entwicklungsgang, den die technischen Erzeugnisse ihrer eigenen Werke genommen haben, festzulegen.

Ganz hervorragend mustergültig ist in dieser Weise die Gasmotorenfabrik Deutz vorgegangen, die ihre reichhaltige Sammlung von Gasmaschinen und Geräten wohlgeordnet in einem Museum aufgestellt hat. Wohl nirgends läßt sich heute die Entwicklung der zu so hoher Bedeutung gelangten Gasmaschine so genau studieren wie in den Museumsräumen der Deutzer Fabrik, die schon fast zu klein für den großen Umfang der Sammlungen sind. Nur die Sammlung von Schiffsmaschinen, die Maudslay angelegt hat und die heute einen wichtigen Bestandteil des Kensington-Museums ausmacht, läßt sich mit dem Deutzer Museum vergleichen.

In der sich anschließenden Erörterung bemerkt Hr. Neumann, daß Deutschland nicht arm an technischen Museen einzelner Sondergebiete sei, und führt als Beispiele verschiedene Museen in Berlin an: das Postmuseum, wo sich eine vorzügliche Sammlung der verschiedensten Telegraphen- nnd Fernsprecheinrichtungen, Rohrpostanlagen und sonstiger Beförderungsmittel für den Postdienst befindet; die Sammlung der »Urania«, eines Privatunternehmens, welche eine große Anzahl physikalischer Geräte enthält, die durch Druckknöpfe in Bewegung gesetzt werden können; das Museum für Arbeiterwohlfahrts-Einrichtungen in Charlottenburg, in dem alle möglichen Sicherheitsvorrichtungen und dergl. an Maschinen ausgestellt sind; das Museum an der Technischen Hochschule in Charlottenburg; endlich das in

Vorbereitung befindliche Eisenbahnmuseum. Diese Museen geben ein hübsches Bild von dem, was in der Technik geleistet worden ist, wenn sie auch nicht auf gleiche Stufe wie die Londoner, Pariser und das im Entstehen begriffene Münchener Museum gestellt werden können. Es wäre zu wünschen, daß man diese zersplitterten technischen Museen zu einem größeren vereinigte; dann würde auch das Interesse des großen Publikums zunehmen.

Hr. Heinr. Esser erwähnt, daß etwa vor einem halben Jahr der Minister der öffentlichen Arbeiten alle Eisenbahndirektionen um Material für das Eisenbahnmuseum ersucht habe. Die Kölner Direktion werde wahrscheinlich eine alte Lokomotive und einen alten Eisenbahnwagen hinschicken.

Hr. Prof. Dr. Wiedenfeld (Gast) bemerkt, daß man in Köln ebenfalls ein technisches Museum einrichte, das einstweilen noch den Namen Handelsmuseum trage. Dort sollen an Hand von Modellen oder Abbildungen die verschiedenen Maschinen und Geräte erklärt werden.

Hr. Rinckel teilt mit, daß er bei seiner Anwesenheit im Pariser Museum nur einen sehr schwachen Besuch festgestellt habe.

Hr. Matschoß erwidert, daß er für das Pariser Museum diese Angabe bestätigen könne, soweit es sich um Wochentage handle; Sonntags sei der Besuch besser. In London liege die Sache aber ganz anders, denn die englische Bevölkerung bringe dem Museum ein lebhaftes Interesse entgegen. Er erwähnt ferner, daß auch in Philadelphia ein großes Museum besteht, wo man unter anderm die Räder der ersten amerikanischen Lokomotive ausgestellt hat.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten, insbesondre die Denkschrift betr. mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und der Entwurf von Normen für Versuche an Verbrennungskraftmaschinen, verhandelt.

Eingegangen 16. Juni 1905.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 17. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Post. Schriftführer: Hr. Heintz.

Anwesend 28 Mitglieder und 10 Gäste.

Der Versammlung ging eine Besichtigung der Abwässerkläranlage der Stadt Mannheim voraus, woran sich rd. 60 Herren beteiligten. Zunächst wurde die Pumpstation im Ochsenpferch unter Führung des Hrn. Bauinspektors Heichlinger und des Hrn. Walleser besucht. Die Anlage dient dazu, die von Neckarau und Mannheim zufließenden und mittels eines Dükers unter dem Neckar durchgeführten Abwässer etwa 2 m zu heben und der rd. 2 km entfernten Kläranlage auf der Bonadiesinsel zuzuführen. Die in einem gemauerten Kanal von 3,4 m Breite nnd 3,4 m Höhe zufließenden Abwässer werden zunächst durch Sandfang und Rechen von den gröbsten Schwimmstoffen befreit und gelangen dann in eine der drei Kreiselpumpen von 400, 600 und 800 mm Saugrohrdurchmesser, die von Elektromotoren von 23, 45 und 80 PS angetrieben werden. Die Pumpen reichen für eine Leistung von rd. 1800 ltr/sk aus. Wird diese Menge bei starken Regenfällen überschritten, so darf das stark verdünnte Wasser unmittelbar durch einen Notauslaß in den Neckar abgelassen werden. Bei höherem als Mittelwasserstand des Neckars muß das Wasser durch eine besondre Kreiselpumpe mit 1250 mm Saugrohrdurchmesser, angetrieben von einem 90 PS-Motor, gehoben werden. Für den Fall einer Seuche ist über dem Sandfang des zufließenden Wassers eine Desinfektionsanlage vorgesehen, die jedoch noch nicht in Tätigkeit gesetzt worden ist.

Die Kläranlage besteht aus 6 Klärbecken von je 48 m Länge, die parallel geschaltet, vom Wasser mit etwa 0,02 m/sk Geschwindigkeit durchflossen werden, so daß das Wasser sich 40 Minuten lang darin aufhält; hierbei setzt sich der Schlamm auf dem Boden ab, und das Wasser fließt schließlich durch kupferne Rechen mit 3 mm Spaltenbreite zum Rhein ab. In Zeiträumen von 3 bis 4 Tagen wird eine jede der vorn und hinten mit Abschlußschützen versehenen Kammern abgeschaltet; das darüber stehende klare Wasser fließt noch ab, das über dem Schlamm stehende trübe Wasser aber wird durch eine besondre Pumpe den übrigen noch im Betriebe befindlichen Klärbecken zugehoben. Der Schlamm wird nach einem hochstehenden Behälter gepumpt und fließt von dort durch ein verzweigtes Rohrnetz nach den Feldern. Bei hohem Rheinwasserstand muß auch das nach dem Rheine fließende geklärte Abwasser gehoben werden, und zu diesem Zwecke sind wie bei der Anlage auf dem Ochsenpferch 3 Kreiselpumpen aufgestellt; die große Pumpe von 1250 mm Rohrdurchmesser fällt natürlich hier fort.

In der Sitzung spricht Hr. v. Horstig über Reinhaltung der Flußläufe und Krafterzeugung aus dem Klärschlamm[1]).

Darauf wird über die Denkschrift betr. mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen verhandelt.

Ausflug nach Speyer zur Besichtigung der Baumwollspinnerei Speyer und Sitzung vom 20. Mai 1905.

An dem Ausfluge beteiligten sich rd. 66 Herren und Damen. In der Spinnerei sprach zunächst deren Direktor Hr. v. Bippen über die Einrichtung der Fabrik und die Fabrikation. Darauf wurden die Werkstätten besichtigt. Besondres Interesse erregten eine Dampfturbine, der elektrische Gruppen- und Einzelantrieb und die selbsttätige Feuerlöscheinrichtung.

Daran schloß sich eine Sitzung, in der unter anderm über die Normen für Leistungsversuche an Verbrennungskraftmaschinen verhandelt wurde.

Eingegangen 5. Juni 1905.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 3. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Schnaß. Schriftführer: Hr. Birsztejn.

Anwesend 40 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende widmet dem verstorbenen langjährigen, verdienstvollen Mitgliede Prof. Stammer ehrende Worte des Nachrufes. Zu Ehren des Dahingeschiedenen erheben sich die Mitglieder von ihren Sitzen.

Darauf spricht Hr. v. Rolf über den Rhein und seine Schiffahrt.

Er kennzeichnet in kurzen Umrissen den Ursprung des Stromes, seinen Lauf und seine Länge und geht dann zu den Regulierungsarbeiten über. Die preußische Rheinstrom-Bauverwaltung hat sich um die Regulierung des Stromes ein ganz besondres Verdienst erworben. Das Haupthindernis für die Schiffahrt des Rheines war von jeher das Felsenriff bei Bingen. An seiner Beseitigung hat schon der Römer Drusus gearbeitet. Die preußische Regierung ließ die ersten Arbeiten zur Erweiterung des Binger Loches von 1830 bis 1832 ausführen, wobei unter einem Kostenaufwande von 28848 ℳ 49 cbm Felsen gesprengt und beseitigt wurden. Neben dem Binger Loch wurde von 1860 an ein zweiter Fahrweg, das sogenannte Neue Fahrwasser, geschaffen, das jedoch wegen seiner sehr starken Strömung für die Bergschiffahrt recht wenig beliebt ist. Die von der Strombauverwaltung aufgewandten Mittel betrugen seit 1881 jährlich weit über 1 Mill. ℳ und sind erst seit 1896 geringer geworden. Zusammen wurden von 1880 bis 1899 rd. 22 Mill. ℳ verausgabt.

Die Eigenarten, welche der Flußlauf vor seiner Regulierung zeigte, haben ihren Einfluß auf die Schiffahrt ausgeübt. Am Niederrhein spielte wegen der flachen Ufer die Segelschiffahrt die Hauptrolle, doch waren auch ober- und mittelrheinische Schiffe mit Segeln ausgerüstet. Zu allen natürlichen Hindernissen der Schiffahrt kamen die Stapelrechte und das Zollwesen, die bis 1850 die Schiffahrt lähmten. Den Rheinverkehr zuerst befreit zu haben, ist das Verdienst Frankreichs, das 1803 alle bisherigen Zölle abschaffte und an ihre Stelle den Rhein-Oktroi einführte, der einer einzigen Behörde anvertraut war und die Schiffahrt weniger aufhielt. Dagegen ließ Frankreich die Stapelrechte von Köln und Mainz ungehindert bestehen. Der Personenverkehr auf dem Rhein wurde mit sogenannten Jachten betrieben, denen es untersagt war, Handelsgut mitzunehmen.

Eine Umwälzung der rheinischen Verkehrsverhältnisse brachte der Pariser Frieden von 1814 zuwege, der die Freiheit der Rheinstraße bis ans Meer festsetzte. Eine internationale Kommission, in der Wilhelm von Humboldt hervorragend mitarbeitete, regelte die Grundsätze des Verkehrs im einzelnen. Den wirklichen Aufschwung aber brachten nicht Regierungsmaßnahmen, sondern die große Umwälzung, die die Dampfkraft im Verkehrswesen hervorrief. Die ersten Dampfboote, welche den Rhein befahren haben, waren der »Prinz von Oranien«, von dem Engländer Wager erbaut, und die »Caledonia« von James Watt. Der letztere fuhr 1817 mit seinem Schiff über den Kanal in die Schelde und Maaß und den Rhein hinauf bis Koblenz. Die Erfolge sollen aber nicht befriedigend gewesen sein. Die erste Gesellschaft, die planmäßig den Rhein mit Dampfschiffen befuhr, wurde 1822 in Rotterdam gegründet. Die Erfolge waren sehr günstig, und das Dampfboot »Rhein« war das erste, das den Strom bis Mainz und Straßburg hinauffuhr. Dieser Gesellschaft folgten

[1]) s. Z. 1905 S. 1252.

in den nächsten Jahren eine große Anzahl Rheindampfer-Linien. Der Dampfschiffahrts-Gesellschaft für den Nieder- und Mittel-Rhein in Düsseldorf gehörte das erste Eisendampfschiff des Rheines, die 1839 in England gebaute »Victoria«. Scharfe Konkurrenz machten sich um 1850 auf dem Rhein die vorerwähnte und die Preußisch-Rheinische Dampfschiffahrts-Gesellschaft in Köln, bis 1853 die noch heute bestehende Einigung zwischen ihnen zustande kam. Die vereinigte »Köln-Düsseldorfer« verfügt heute über eine Flotte von 30 schön ausgestatteten Seitenraddampfern.

Der Redner behandelt dann sehr eingehend die Geschichte der rheinischen Schleppschiffahrt und macht Angaben über die Entwicklung der daran beteiligten Gesellschaften. Wie sehr der Rheinverkehr gewachsen ist, erhellt daraus, daß im Jahre 1838 6619 Schiffe mit insgesamt 8468214 Ztr. Ladung, 1866 12215 Schiffe mit 29160894 Ztr. Ladung und 1900 56533 Schiffe mit 263324660 Ztr. Ladung zu Berg und Tal durch die Grenzstation Emmerich kamen.

Sitzung vom 1. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Kießelbach. Schriftführer: Hr. Vierow. Anwesend 44 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Friedrich Lux aus Ludwigshafen spricht über den Frahmschen Frequenz- und Geschwindigkeitsmesser[1]).

Darauf macht Hr. Vogel Mitteilungen über Neuerungen auf dem Gebiete des Eisenhüttenwesens. Er bespricht das Vorkommen der Eisenerze auf der Erde sowie das gleichzeitige Vorkommen oder Fehlen von Kohlen und erwähnt die Herstellung von Stahl mittels Elektrizität.

[1]) s. Z. 1904 S. 1580.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Zur Straßenbeleuchtung mit hochgehängten Gaslampen. Von Wunderlich. (Journ. Gasb.-Wasserv. 21. Okt. 05 S. 943/46*) Anwendung des Wunderlichschen Gruppenbrenners und Anordnung der Lampen an Lichtmasten.

Brennstoffe.

The use of fuel oil on the Pacific coast. Forts. (Am. Mach. 14. Okt. 05 S. 426/28*) Verwendung von Rohöl in Schmieden. Oefen und Brenner. Schmiedefeuer mit Gasspeisung.

Dampfkraftanlagen.

Oil-separators at Shepherd's Bush power station; C. L. Railway. (Engng. 20. Okt. 05 S. 515*) Der von der Baker Patent Appliances Co. in Scarborough gebaute Oelabscheider ist über dem Kondensator angeordnet und besteht aus einem wagerechten Zylinder, der oben und unten Ein- und Austrittöffnungen für den Dampf hat. Der Dampf strömt von der Mitte nach den Seiten auf- und abwärts durch Kammern, an deren Wänden das Oel abgeschieden wird.

Eisenbahnwesen.

Recent work on the Indiana Harbor R. R. Forts. (Eng. Rec. 7. Okt. 05 S. 403/05*) Bemerkenswerte Bauwerke der Strecke.

Stromverbrauch bei Wechselstrombahnen. Von Pforr. (Organ 05 Heft 11 S. 291/94*) Meinungsäußerung zu dem auch in Z. 1905 S. 125 erschienenen Aufsatz von Cserhati über die Erfahrungen mit hochgespanntem Drehstrom bei der Valtellina-Bahn.

Vierzylinder-Verbund-Güterzuglokomotive der schweizerischen Bundesbahnen. Serie C 4/5. Von Weiß. (Schweiz. Bauz. 21. Okt. 05 S. 205/07* mit 1 Taf.) Die 4/5-gekuppelte Lokomotive hat 174,2 qm Heizfläche, 2,44 qm Rostfläche, 14 at Dampfüberdruck, 370 und 600 mm Zyl.-Dmr., 600 und 640 mm Kolbenhub und 66,3 t Betriebsgewicht.

Locomotives at the Liége Exhibition. Von Hanbury. (Engng. 20. Okt. 05 S. 517/20*) Die Lokomotiven der Société Anonyme des Ateliers de Construction de la Meuse.

»Prairie« type locomotive — Lake Shore and Michigan Southern Railroad. (Engineer 20. Okt. 05 S. 395*) 3/5-gekuppelte Schnellzuglokomotive mit außen liegenden Zylindern von 546 mm Dmr. und 711 mm Hub.

New American valve gears for locomotives. (Engineer 20. Okt. 05 S. 380/81*) Konstruktionseinzelheiten der Steuerungen von Alfree und Young.

Versuchsfahrten mit der Westinghouse-Schnellbahnbremse auf den bayerischen Staatseisenbahnen. (Organ 05 Heft 10 S. 259/64*) Der Versuchszug bestand aus einer 3/5-gekuppelten Verbund-Schnellzuglokomotive von 68,3 t Betriebsgewicht, einem vierachsigen Tender von 50 t und vier Durchgangswagen von je 36,5 t Gewicht. Zusammenstellung der Ergebnisse.

Bremsversuche mit der Westinghouse-Schnellbremse an Güterzügen. Von Streer. (Organ 05 Heft 11 S. 282/91*) Die Versuchszüge bestanden aus 103, 101 oder 99 Achsen verschiedener Wagengattungen. Schluß folgt.

New concrete ties and steel ties. (Eng. News 5. Okt. 05 S. 349*) Bericht über Versuche an zwei Arten von Eisenbetonschwellen und einer eisernen Schwelle.

Eisenhüttenwesen.

Betrachtungen über den amerikanischen Hochofenbetrieb. Von Osann. (Stahl u. Eisen 15. Okt. 05 S. 1169/76*) Kritische Erläuterungen. Allgemeine Verhältnisse und einzelne Beispiele. Die Hochöfen der Edgar Thomson-Werke bei Pittsburg und der Carnegie Steel Co. in Homestead und Duquesne. Konstruktion und Betrieb, Windtemperatur, Erze, Koks. Tagbau auf Erze. Das Rutschen der Beschickung im Hochofen. Durchsatzzeit. Uebertragbarkeit der amerikanischen Betriebserfahrungen auf deutsche Verhältnisse.

The Rothberg by-product coke oven. (Iron Age 5. Okt. 05 S. 855/57*) Der dargestellte Ofen unterscheidet sich von dem Solvay-Ofen darin, daß dabei keine hohlen Ziegel zur Bildung der Feuerzüge verwendet werden. Darstellung und Bericht über den Betrieb einer Anlage von 80 Ofenzellen auf dem Werk der Cleveland Furnace Co. in Cleveland, O.

Ueber die Stahlgewinnung durch Blasen auf die Metallbadoberfläche (Kleinbessemerei) in Amerika. Von Lilienberg. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 30. Sept. 05 S. 509/14*) Anwendung von Stahlguß. Stahl für elektrische Maschinen. Mechanische Eigenschaften. Vorteile und Nachteile des Verfahrens. Ofenkonstruktionen. Arbeitsweise.

Neue elektrisch betriebene Blockscheren. Von Schwarze. (Stahl u. Eisen 15. Okt. 05 S. 1180/84* mit 1 Taf.) Verschiedene Antriebarten. Darstellung eines neuen elektrisch-hydraulischen Antriebes. Schluß folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Variations in standard plans for railroad plate girders. Von Skinner. (Eng. Rec. 7. Okt. 05 S. 401/02) Kurze Besprechung der bei den verschiedenen amerikanischen Gesellschaften geltenden Bauvorschriften.

Some through plate-girder bridges, New York, New Haven and Hartford R. R. (Eng. Rec. 7. Okt. 05 S. 407/09*) Konstruktionseinzelheiten normaler Brücken bis 25 m Spannweite.

Structural details of the General Electric Co.'s power house, Schenectady. Forts. (Eng. Rec. 7. Okt. 05 S. 414/15*) S. Zeitschriftenschau v. 28. Okt. 05.

Ueber neue Gas- und Wasserbehälter-Konstruktionen. Von Scheuß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 21. Okt. 05 S. 938/46) Allgemein gehaltene Erörterungen über die neueren Konstruktionen und ihre Vor- und Nachteile.

Elektrotechnik.

New steam turbine power plant of the Detroit Edison Company. (Eng. Rec. 7. Okt. 05 S. 394/98*) Ausführliche Darstellung der Kessel- und Maschinenanlage des neu erbauten Kraftwerkes von 12000 KW Gesamtleistung. Stirling-Wasserrohrkessel und -Ueberhitzer. 3000 KW-Curtis-Turbinen für 4600 V Drehstromspannung.

Electric power on the Blackstone River, Massachusetts. (El. World 14. Okt. 05 S. 649/50*) Das Wasserkraftwerk der Blackstone Manufacturing Co. enthält vier Turbinen mit stehender Welle von 375 PS bei 9,75 m Gefälle, die durch Kegelräder eine gemeinschaftliche wagerechte Welle mit 200 Uml./min antreiben, auf der das Magnetrad eines 840 KW-Drehstromerzeugers sitzt. Die Leistung der Wasserkraft schwankt zwischen 700 und 1600 PS. Als Aushülfe dient eine 750 KW-Dampfdynamo. Angaben über die Verwendung des Stromes in der Spinnerei der Gesellschaft.

10000-Volt motor generator. (Engineer 20. Okt. 05 S. 394*) Die von der Lancashire Dynamo and Motor Co. gebaute Maschine leistet 250 KW bei 440 Uml./min.

Schaltungsanordnungen zur Vermeidung bezw. Verringerung der Leerlaufsarbeit bei Ein- und Mehrphasen-Wechselstromtransformatoren. Von Schmidt. (Z. f. Elektrot. Wien 22. Okt. 05 S. 617/23*) Verminderung der Eisenverluste in zeitgemäßen Transformatorkonstruktionen. Vorrichtungen zum selbsttätigen Ab- und Zuschalten, gebaut insbesondre von den Siemens-Schuckert-Werken.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

The design of multiple-coil windings. Von Underhill. (El. World 14. Okt. 05 S. 652/54*) Eingehende Anleitung zur Berechnung und zum Entwurf von Spulen für Elektromagneten.

Towers for carrying electric power transmission wires at Sacramento, across the Sacramento River, Cal. Von Galloway. (Eng. News 12. Okt. 05 S. 377*) Die beiden aus Eisenfachwerk bestehenden Türme sind 43 m hoch und stehen 420 m auseinander.

Erd- und Wasserbau.

Groynes. (Engineer 20. Okt. 05 S. 392*) Angaben über die Konstruktion und Anwendung der an der englischen Küste gebräuchlichen Buhnen.

The present status of the Panama Canal. Von Waldo. (Eng. Rec. 7. Okt. 05 S. 399/401*) Kritische Beurteilung der verschiedenen vorliegenden Entwürfe und Kostenanschläge.

Von den Bauwerken des Teltow-Kanales. Forts. (Deutsche Bauz. 21. Okt. 05 S. 505/10*) S. Zeitschriftenschau v. 28. Okt. 05. Schluß folgt.

New graving dock at Southampton. (Engineer 20. Okt. 05 S. 386/88*) Die größte Länge des Docks beträgt 266 m, die Breite in der Schleuseneinfahrt 27 m, die Wassertiefe bei Hochwasser 10 m. Einzelheiten der Schleusentore und der Pumpanlage.

Constructing a submerged weir by overturning a tower of concrete blocks. (Eng. News 12. Okt. 05 S. 372*) Das Verfahren soll bei der Gründung eines Wehres in den Stromschnellen des Niagara zum Vergrößern des Gefälles für das Kraftwerk der International Ry. Co. angewendet werden.

Gießerei.

Core practice and sands used for cores in various parts of the country. Von Palmer. (Am. Mach. 21. Okt. 05 S. 448/52) Bericht über Betriebserfahrungen verschiedener Gießereien.

Sheave wheel molding. Von Davis. (Am. Mach. 21. Okt. 05 S. 461/63*) Einformen von Seilscheiben mit runder und kantiger Umfangsnut.

Hebezeuge.

The construction of crane drums. Von Horner. (Am. Mach. 21. Okt. 05 S. 452/55*) Verschiedene Konstruktionen von Seil- und Kettentrommeln und Angaben über ihre Herstellung.

Hochbau.

The manufacture of concrete blocks and their use in building construction. Von Rice. (Eng. News 5. Okt. 05 S. 341/46*) Der Artikel, wie auch der nachstehende, ist das Ergebnis eines Preisausschreibens. Erklärung des Begriffes Beton. Zusammensetzung und Zubereitung des Betons. Herstellung und Prüfung der Betonplatten. Herstellungskosten. Anwendung.

The manufacture of concrete blocks and their use in building construction. Von Torrance. (Eng. News 12. Okt. 05 S. 363/71*) S. vorstehend.

Landwirtschaftliche Maschinen.

L'agriculture à l'Exposition de Liége 1905. Von Coupan. Schluß. (Génie civ. 14. Okt. 05 S. 390/94*) Belgische Abteilung: Krafterzeugerwagen, Säe- und Düngerstreumaschinen, Rübenmäher, Getreidesortiergebläse, Dreschkasten mit Tretkurbelantrieb. Nichtbelgische Aussteller.

Maschinenteile.

Iron and copper stay bolts. Von Livingstone. (Engineer 20. Okt. 05 S. 397/98) Allgemeines über die Beschaffenheit der in Amerika an Lokomotivfeuerbüchsen verwendeten Stehbolzen. Wiedergabe von praktischen Erfahrungen mit Stehbolzen. Forts. folgt.

Hydraulic leathers. (Am. Mach. 21. Okt. 05 S. 459/61*) Abmessungen, verschiedene Konstruktionen und Herstellung von Lederstulpdichtungen.

Some new designs of friction clutches. (Am. Mach. 21. Okt. 05 S. 458/59*) Vereinigte Feder- und Kegelreibkupplung von Ganz & Co. in Budapest.

Materialkunde.

Wear of steel rails on bridges. Von Andrews. (Engng. 20. Okt. 05 S. 534/38*) Bericht über eingehende Versuche an abgenutzten und gebrochenen Eisenbahnschienen.

Beiträge zur Kenntnis der zwei Kohlenstofformen im Eisen »Temperkohle« und »Graphit«. Von Wüst und Geyer. Schluß. (Stahl u. Eisen 15. Okt. 05 S. 1196/1202*) Einfluß des Wasserstoffes, der Kohlensäure, des Wasserdampfes, der Kieselsäure und des Eisenoxydes.

Ueber die Eigenschaften von Zinkblech und dessen bleibende Zustandsänderungen bei verschiedener Legur. Von Meyer. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 7. Okt. 05 S. 522/27 mit 1 Taf.) Kritische Erläuterungen über ältere Versuche von Bauschinger und Markus. Versuche des Verfassers im Laboratorium der Technischen Hochschule in Wien. Schluß folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Mitteilungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt. Bekanntmachung über Prüfungen und Beglaubigungen durch die elektrischen Prüfämter. Nr. 10. (Elektrot. Z. 19. Okt. 05 S. 964/66*) Umschaltzähler für Gleichstrom sowie ein- und mehrphasigen Wechselstrom der Elektrizitätszählerfabrik H. Aron in Charlottenburg.

Erdungsprüfer. Von Corsepius. (Elektrot. Z. 19. Okt. 05 S. 966/67*) Der Prüfer ist für Wechselstrom- und Gleichstromnetze verwendbar. Bei Wechselstrom wird ein an das Netz selbst angeschlossener Transformator, bei Gleichstrom eine kleine Akkumulatorenbatterie verwendet.

Mechanik.

The expansion of wet steam. Von Smith. (Engineer 20 Okt. 05 S. 378/79*) Versuche, um den Exponenten der polytropischen Kurve auf rechnerischem Wege festzustellen.

Metallbearbeitung.

Methods of a New England milling machine establishment. (Am. Mach. 14. Okt. 05 S. 411/14*) Mitteilungen über die Bearbeitung von Fräsmaschinen in der Fabrik der Becker-Brainard Milling Machine Co. in Hyde Park, Mass.

The Taylor-Newbold saw. (Iron Age 12. Okt. 05 S. 942/43*) In dem Sägenblatt sind Zähne von wechselnder Stärke eingesetzt, um die Schneidarbeit zu verteilen. Schleifvorrichtung für Metallsägen.

A new method of driving floor boring machines. (Am. Mach. 14. Okt. 05 S. 416/17*) Das fahrbare Bohrgestell von William Sellers & Co. wird von einem Elektromotor durch einen über mehrere Scheiben geführten Riemen angetrieben.

Geschichte und Fabrikation gezogener Gasrohre. Von Bousse. Schluß. (Stahl u. Eisen 15. Okt. 05 S. 1177/80*) Amerikanische Verfahren. Schilderung der Fortschritte an Hand der neueren Verfahren von Malmedie & Co. in Düsseldorf, James Simpson, des Eschweiler Eisenwalzwerkes.

Shop notes from Denver. (Am. Mach. 21. Okt. 05 S. 443/48*) Vorschub für Rundhobelmaschinen. Maschinen zum Richten von Wellen. Bohrladen. Fräsvorrichtung für Schraubenmuttern. Keilnuten-Stoßvorrichtung. Druckluftwerkzeuge.

New automatic reversing gear for electrically-driven planers. Von Chubb. (Am. Mach. 21. Okt. 05 S. 456/58*) Stromverbrauch und Schaltgeräte des von Vickers, Sons & Maxim erprobten Antriebes mit Motoren für stark veränderliche Umlaufzahl.

Motorwagen und Fahrräder.

40-H.P. Gardner-Serpollet motor-omnibus. (Engng. 20. Okt. 05 S. 530*) Der für den Pariser Straßenverkehr für 6 bis 9,5 km/st Geschwindigkeit gebaute Motorwagen hat einen Wasserrohrkessel mit Feuerung für flüssige Brennstoffe, einen Wasserbehälter mit 100 ltr Inhalt und vier Zylinder von 90 mm Dmr. und 125 mm Kolbenhub.

The Turner carburettor. (Iron Age 12. Okt. 05 S. 948/49*) Der von den Turner Brass Works in Chicago für Vier- und Zweitaktmotoren ausgebildete Vergaser für Benzin regelt selbsttätig den Unterdruck im Vergaserraum.

Textilindustrie.

Die Differentialgetriebe in der Baumwollspinnerei. (Leipz. Monatschr. Textilind. 30. Sept. 05 S. 243/45*) Zusammenstellung verschiedener Differentialgetriebe, die hauptsächlich eine veränderliche Geschwindigkeit für die Fadenaufwindung ermöglichen sollen.

Die Anlage von Baumwollwebereien in Verbindung mit der Warenkalkulation. (Leipz. Monatschr. Textilind. 30. Sept. 05 S. 251/52*) Erörterung der verschiedenen Gesichtspunkte, die bei Anlage einer Baumwollweberei von 300 Stühlen in Betracht kommen.

Étude sur le cardage du coton. Von Foulon. (Ind. textile 15. Okt. 05 S. 383/88) Der Zweck des Kardierens der Baumwolle. Die einzelnen Bestandteile einer Karde. Verschiedene Systeme von Karden.

De la marche de la navette au métier à tisser. Von Toussaint. Forts. (Ind. textile 15. Okt. 05 S. 388/91*) Bewegung des Schlagstockes bei Webstühlen. Konstruktion der Schlagexzenter.

The principles of wool spinning. Von Priestman. Forts. (Text. manuf. 15. Okt. 05 S. 330/33*) Das Strecken des von der Krempel kommenden Vorgarnes. Das Vereinigen mehrerer Bänder.

Loom tuning. Von Bailey. Forts. (Text. Manuf. 15. Okt. 05 S. 333/35*) Der positive Schützenwechsel.

Straight bar rib knitting machine for lace effects. (Text. Manuf. 15. Okt. 05 S. 340/41*) Beschreibung einer von Moses Mellor & Sons Ltd. in Nottingham gebauten Maschine zur Herstellung von Spitzen.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Exhaust-silencer for marine motors. (Engng. 20. Okt. 05 S. 529*) An den Zylinder ist ein Schalldämpfertopf vom doppelten Inhalt des Zylinders angebaut, und die Abgase werden in diesem Topf durch Wasser abgekühlt.

The Strang gas engine. (Iron Age 12. Okt. 05 S. 938/40*)

Bei dem von der Strang Engine Co. in Harvey, Ill, gebauten Motor soll ein Teil des verbrannten Gemisches, mit der nächsten Ladung gemischt, nochmals verbrannt werden, um etwa unverbrannte Bestandteile zu verwerten. Einzelheiten der Steuerung.

Wasserkraftanlagen.

Erster Entwurf von Turbinenanlagen. Von Baashuus. (Elektrot. Z. 19. Okt. 05 S. 961/64*) Vorausbestimmung der wichtigsten Konstruktionszahlen einer Turbine mittels einer aus Gefälle, Leistung, Umlaufzahl und Wirkungsgrad zu ermittelnden Kennziffer. S. a. Z. 1905 S. 92.

Water power plants on the Apple River, Wisconsin. (Eng. News 12. Okt. 05 S. 374/76*) Beschreibung der Somerset- und der Riverdale-Kraftwerke. Letzteres ist erst unlängst in Betrieb genommen und nutzt ein Gefälle von 7,3 m in zwei 500 pferdigen Doppelturbinen aus. Bau der Stauwehre und Einrichtung des Kraftwerkes.

Wasserversorgung.

The mechanical filters at Youngstown. (Eng. Rec. 7. Okt. 05 S. 409/12*) Das Wasserwerk verarbeitet 38 000 cbm täglich, die aus dem Mahoning River entnommen werden. Es enthält einen großen Niederschlagbehälter, 12 kleine Filter und einen Reinwasserbehälter. Einzelheiten der Rohrleitungen.

Werkstätten und Fabriken.

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten. Von Reißner. Forts. (Dingler 21. Okt. 05 S. 662/66*) Innere Einrichtung der Werkstätten. Forts. folgt.

Henry R. Worthington hydraulic works. (Iron Age 12. Okt. 05 S. 927/36*) Die neue Fabrik in Harrison, N. J., ist für 6000 Arbeiter bemessen. Sie umfaßt eine Gießerei von 180 × 42, eine Maschinenhalle von 306 × 37, eine Zusammenbauhalle von 180 × 37 qm Grundfläche und mehrere kleinere Gebäude. Zum Betrieb dient ein Dampfkraftwerk von 1000 KW Gesamtleistung. Darstellung der Werkstätten.

The Birmingham University. Von Smith. Forts. (Engng. 20. Okt. 05 S. 507/09*) Gießerei und Schmiede. Zeichensäle. Modellsammlung. Abteilung für Werkzeugmaschinen. Laboratorien für Hydraulik, Elektrotechnik und Materialprüfung. Unterricht.

Rundschau.

Die **Strafsenbahnen in Wien** können auf ein 40jähriges Bestehen zurückblicken. Am 4. Oktober 1865 ist dort die erste rd. 3,2 km lange Pferdebahn in Benutzung genommen worden; sie führte vom Schottentor nach Hernals und wurde von der Firma Schaeck, Jaquet & Cie. erbaut und betrieben. Diese nebst einigen andern von der genannten Firma erbauten Linien gingen im Jahre 1868 in den Besitz der Wiener Tramway-Gesellschaft über, die, als sie im Jahre 1898 aufgelöst wurde, ein Netz von 162 km Gleislänge besaß, worauf 481 Pferdebahnwagen, 44 elektrische Motorwagen und 34 Beiwagen verkehrten.

An die Stelle der Wiener Tramway-Gesellschaft trat im Jahre 1898 die von Siemens & Halske gegründete Bau- und Betriebsgesellschaft für städtische Straßenbahnen; aber diese verkaufte am 1. Januar 1902 ihren ganzen Besitz an die Gemeinde Wien. Die Gemeinde vollendete die schon ziemlich weit vorgeschrittene Umwandlung in elektrischen Betrieb; gleichzeitig erwarb sie auch die im Jahre 1872 gegründete neue Wiener Tramway-Gesellschaft, welche 57 km Gleis besaß, die teils mit Dampf, teils mit Pferden betrieben wurden, und wofür 29 Lokomotiven und 207 Wagen vorhanden waren. Im Jahre 1904 wurde schließlich die 1898 gegründete elektrische Straßenbahn von Wien nach Kagran (6,2 km Gleis, 10 Motor- und 9 Beiwagen) angekauft, so daß sich nunmehr das gesamte Straßenbahnnetz von Wien mit Ausnahme einiger weniger mit Dampf betriebener Linien in den Händen der Gemeinde Wien befindet.

Die Wiener städtischen Straßenbahnen haben gegenwärtig eine Streckenlänge von 184 km, eine Betriebsgleislänge von 343 km, davon 29 km Gleis mit unterirdischer Stromzuführung, und 28 km Bahnhofs- und Hallengleise; sie besitzen 14 Betriebsbahnhöfe und eine große Hauptwerkstätte. Es sind 955 Motorwagen und 876 Beiwagen nebst einer Anzahl von Lastwagen und Spezialwagen (Schneekehrer, Sprengwagen usw.) vorhanden. In den Diensten des Unternehmens standen Ende 1904 6843 Personen; das Anlagekapital beträgt gegenwärtig rd. 127 Mill. Kronen. Der Strom, Gleichstrom von 500 V, wird von den städtischen Elektrizitätswerken geliefert.

Im ersten Halbjahr 1905 betrug die Verkehrsleistung 26 Millionen Wagenkilometer, die Anzahl der beförderten Personen (einschließlich Zeitkarten) 90 Millionen bei einer Gesamteinnahme von rd. 13 Millionen Kronen.

Für die ersten Pferdebahnlinien wurden auf hölzernen Langschwellen festgenagelte Rillenschienen ohne Steg aus Schweißeisen verwendet, die eine Länge von 7 bis 8 m, eine Höhe von 47 mm und eine obere Breite von 67 mm hatten. Dann kamen die Flach- oder Breitschienen, die ebenfalls zuerst aus Schweißeisen, dann aus Flußeisen von 50 bis 60 kg/qmm Festigkeit hergestellt waren; sie wogen bei einer Länge von 7 bis 9 m, einer Höhe von 38 mm und einer Breite von 86 mm rd. 20,6 kg/m. Die Langschwellen waren alle 2 Meter auf Querschwellen aufgesetzt. Die ersten Rillenschienen nach dem Phönix-Profil, die bereits ohne Holzschwellen verlegt wurden, waren aus Deutschland bezogen und bestanden aus Flußeisen mit einer Festigkeit von 60 bis 70 kg/qmm; sie wurden in Längen von 10 m verwendet, hatten eine Höhe von 155 mm, eine Fußbreite von 120 mm, eine Kopfbreite von 115 mm und ein Gewicht von 41,07 kg/m. Die jetzt auf den Strecken mit oberirdischer Stromzuführung verwendeten Phönix-Schienen haben eine Festigkeit von 70 bis 80 kg/qmm bei einer Länge von 15 m, einer Höhe von 210 mm, einer Fußbreite von 150 mm und einer Kopfbreite von 106 mm; sie wiegen rd. 54,4 kg/m.

Die ersten auf Holz genagelten Schienen hatten überhaupt keine Laschenverbindung, vielmehr wurden die Stöße zuerst auf Bandeisenunterlagen, die sich frei verschieben konnten, dann auf gußeiserne und später auf stählerne Sattelstücke gesetzt. Die ersten Phönix-Schienen hatten Laschen von 500 mm Länge, die mittels 4 Schrauben befestigt wurden; die jetzigen Laschen haben eine Länge von 760 mm und werden von 12 Schrauben gehalten. Neuerdings werden Schienenverbindungen mittels des Schienenschuhes von Scheinig & Hoffmann[1]) oder die stoßüberbrückenden Laschen von Melaun verwendet.

Die ersten zweiachsigen Pferdebahnwagen hatten ein Leergewicht von 4000 kg bei einer Länge von rd. 6 m zwischen den Plattformwänden und von 4,6 m zwischen den Endwänden der Kasten; sie enthielten 18 Sitzplätze im Wageninnern und ebensoviel auf dem Verdeck. Die letzteren wurden aber bald aufgegeben, da sie sich für die Wiener Verhältnisse als nicht zweckmäßig erwiesen. Es sind nämlich zu viel niedrige Durchlässe vorhanden, die für die auf dem Dache befindlichen Fahrgäste gefährlich wären; auch würde durch die Deckplätze der Aufenthalt an den Haltestellen sehr verlängert werden. Die ersten Wagen wurden von 4 Pferden gezogen, die späteren ohne Deckplätze seit 1870 von einem oder meist von 2 Pferden, und nur auf großen Steigungen wurden Vorspannpferde verwendet.

Die jetzigen Motorwagen haben ein Leergewicht von 10850 kg, eine Länge von 9,9 m zwischen den Plattformwänden, eine Breite von 2,1 m und eine Höhe von 3,2 m; sie enthalten 24 Sitz- und 18 Stehplätze. Die Räder haben 800 mm, die Achsen 116 mm Dmr., und das Gewicht eines Radsatzes beläuft sich auf rd. 550 kg. Die neuesten Anhängewagen haben ein Leergewicht von 6900 kg, eine Länge von 9,3 m zwischen den verglasten Plattformen, eine Breite von 1,97 m und eine Höhe von 3,2 m; sie enthalten 24 Sitz- und 20 Stehplätze. Ein Motorwagen zieht bis zu 2 solcher Beiwagen. Die Radreifen von Motor- und Beiwagen haben eine Festigkeit von 75 bis 85 kg/qmm. Während früher mit einem von zwei Pferden gezogenen Wagen normal 32 Personen befördert wurden, beträgt der Fassungsraum eines der jetzigen Dreiwagenzüge normal 130 Personen.

Die Durchschnittsgeschwindigkeit der Pferdebahnen betrug 8 bis 8,5 km/st, die der elektrischen Straßenbahnwagen jetzt 10 bis 10,5 km/st.

Die durchgehends angewendete elektrische Bremse hat sich ausgezeichnet bewährt und ermöglicht, die Wagen rasch anzuhalten.

Von besondrer Wichtigkeit ist der Umstand, daß die Arbeitsleistung der Angestellten nach Einführung des elektrischen Betriebes und Uebernahme in den Eigenbetrieb der Gemeinde bedeutend geringer geworden ist. Z. B. betrug die durchschnittliche Fahrdienstleistung eines Beamten im Jahre 1895 rd. 14¼ st, wovon 11¾ st auf den reinen Wagendienst entfielen; heute dauert die durchschnittliche Dienstleistung eines Fahrbediensteten rd. 11½ bis 12 st, wovon aber nur 7¼ bis 7¾ st auf den reinen Wagendienst kommen. Dabei ist der mittlere durchschnittliche Jahresverdienst von 1200 auf 1380 Kronen gestiegen.

[1]) s. Z. 1901 S. 1723.

Die Gesellschaft für Hoch- und Untergrundbahnen in Berlin hat der Verkehrsdeputation des Magistrats einen Entwurf für den Bau einer **Untergrundbahn vom Potsdamer Platz bis zur Ringbahnhaltestelle in der Schönhauser Allee** im Norden Berlins vorgelegt, der von dieser genehmigt worden ist, und dessen endgültige Annahme seitens der maßgebenden städtischen Behörden wohl außer Zweifel steht, um so mehr, als die Stadt keinerlei finanzielle Beihülfe zu leisten hat. Die Streckenführung der neuen Bahn nebst Anordnung der Haltestellen ist aus der Figur ersichtlich. Vom Potsdamer Bahnhof, wo sich die neue Linie an die bestehende Hoch- und Untergrundbahn [1]) anschließt, geht der Weg unter dem

im Bau begriffenen großen Hotel an der Ecke der Königgrätzer Straße und des Leipziger Platzes her quer über den Leipziger Platz nach dem Warenhaus von Wertheim, unter dem der Tunnel bereits hergestellt ist. Von dort läuft die Bahn unter der Voßstraße, dem Wilhelmsplatz, der Mohrenstraße, dem Gendarmenmarkt, der Taubenstraße, dem Hausvoigteiplatz und der Wallstraße bis zum Spittelmarkt und weiter am Spreeufer entlang durch die Wallstraße bis zur Waisenbrücke, wo die Spree in einem Tunnel gekreuzt wird. Auf der andern Spreeseite geht der Weg unter der Kloster- und Grunerstraße zum Alexanderplatz, weiter durch Prenzlauer Allee, Metzer Straße, Senefelderplatz bis zur Haltestelle der Ringbahn in der Schönhauser Allee.

Für den Bau von **Tunneln unter Strafsen** und Gebäuden ist ein Vorkommnis **in Chicago** lehrreich, wo die auch zur elektrischen Beförderung von Gütern auf Bahngleisen benutzten Telephontunnel [2]) in mehreren Straßen und unter Gebäuden teilweise ziemlich erhebliche **Bodensenkungen** veranlaßt haben. Die Erscheinungen waren so bedenklich, daß ein Ausschuß von Fachleuten zur Untersuchung der Angelegenheit eingesetzt wurde, dessen Bericht nunmehr vorliegt. Hiernach sind die Bodensenkungen insbesondre an solchen Stellen eingetreten, wo Abzweigungen vom Haupttunnel nach einzelnen Gebäuden führten, wo also vermehrte Belastung vorhanden war. Am wenigsten haben sich die Strecken bewährt, wo der Tunnel ohne Anwendung des Druckluftverfahrens vorgetrieben ist. Die nötige Vorsicht ist von der bauausführenden Firma in vielen Fällen außer acht gelassen worden, da der Bauvorgang an mehr belasteten Stellen derselbe blieb wie an weniger belasteten.

Für die ferneren Bauarbeiten folgert der Bericht, daß sich Gebäudeunterführungen dort am sichersten ausführen lassen, wo Senkkastengründungen angewendet sind; Pfahlrostgründungen erfordern schon mehr Vorsicht, und am schwierigsten sind die Fälle, wo es sich um Gebäude handelt, die in der üblichen Weise gegründet sind, oder um ältere Gebäude. Bei jeder Untertunnelung muß aber nicht nur auf die unmittelbar darüber liegenden, sondern auch auf die entfernteren Gebäude Rücksicht genommen werden. Besonderer Wert soll auf die zweckmäßige Abstützung der Tunnelwände gelegt werden; zugleich wird empfohlen, vor dem Beginn der Arbeiten einen bis in die Einzelheiten genauen Arbeitsplan aufzustellen. (Engineering News 5. Okt. 1905)

In der letzten Woche ist **in Southampton** ein **neues Trockendock** in Betrieb genommen worden, das eines der größten der Welt ist. Das von der South Western Railway Company gebaute Dock hat 266 m größte Länge, 27 m Schleusenbreite und 10 m Wassertiefe bei Hochwasser. Geschlossen wird das Dock durch zwei Schleusentore von je 200 t Gewicht, die durch Druckwasser bewegt werden. Nach dem Eindocken der Schiffe wird das Wasser durch zwei Dampfpum-

pen von je 275 cbm/min Leistung in 2½ st entleert. Zum Auspumpen des Sickerwassers dient eine besondere Dampfpumpe. Neben dem Dock ist ein Kraftwerk aufgestellt, das sechs Lokomotivkessel und zwei Dynamos für Licht und Kraft enthält. Auf der östlichen Uferseite läuft ein elektrisch betriebener Auslegerkran von 50 t Tragfähigkeit. (The Engineer 20. Oktober 1905)

Die schwierige Frage, wann **Maschinen als »wesentliche Bestandteile« von Gebäuden** im Sinne des Gesetzes anzusehen seien, unterlag vor kurzem wieder einmal der Entscheidung des Reichsgerichtes. Es handelt sich auch hier um die in derartigen Fällen gewöhnliche Tatsache, daß eine Maschinenfabrik für ein industrielles Werk Maschinen geliefert und sich das Eigentumsrecht daran vorbehalten hatte, bis der Kaufpreis getilgt sein würde. Die Firma des Käufers geriet in Konkurs, der Maschinenfabrikant forderte Herausgabe der Maschinen, der Konkursverwalter jedoch weigerte sich, diesem Ersuchen zu entsprechen, weil, wie er behauptete, die Maschinen durch ihre Einbringung und Verbindung mit dem Gebäude, für welches sie bestimmt seien, unter Erlöschen des Eigentums des Klägers Eigentum des Käufers geworden seien. Sie seien überdies im Sinne der § 93 und 94 des Bürgerlichen Gesetzbuches »wesentliche Bestandteile« des Gebäudes geworden, in dem sie sich befänden, und könnten von diesem nicht getrennt werden. — Das Oberlandesgericht Breslau, das in zweiter Instanz über die Angelegenheit beriet, gelangte zwar zu der Anschauung, daß von einer »festen Verbindung« der in Frage stehenden Maschinen mit dem Gebäude im Sinne des § 94 des Bürgerlichen Gesetzbuches nicht die Rede sein könne, daß aber — und diese Ansicht ist in früheren Urteilen über Fälle ähnlicher Art im allgemeinen nicht zur Geltung gelangt — als Gegensatz zu »fest verbunden« im Sinne dieser Gesetzesbestimmung nicht »lose«, sondern »leicht ablösbar« anzusehen sei. Freilich mußte danach eigentlich dem klagenden Maschinenfabrikanten das Eigentumsrecht an den Maschinen zugesprochen werden, da sie sich

[1]) s. Z. 1902 S. 217 u. f.
[2]) Vergl. Z. 1901 S. 1088.

ja verhältnismäßig leicht aus ihrer Befestigung lösen lassen, indessen kam das Oberlandesgericht trotzdem zur Abweisung des Anspruches, indem es sich auf die Worte des § 93 des Bürgerlichen Gesetzbuches stützte, wonach als »wesentliche Bestandteile« eines Gebäudes solche anzusehen sind, welche, wenn sie daraus entfernt werden, das Wesen der Hauptsache — hier also des Gebäudes — verändern. Im vorliegenden Falle würde das Fabrikgebäude — es handelte sich um eine Holzbearbeitungsfabrik — in seinem Wesen vollständig geändert werden, wenn die Maschinen daraus fortgenommen würden, denn das Gebäude ist durch eine Anzahl baulicher Aenderungen zur Aufnahme und zum Betriebe der Maschinen geeignet gemacht und hergerichtet worden. Mit diesen Maschinen bildet das Gebäude jetzt ein neues, einheitliches Ganzes. Würden die Maschinen aus dem Gebäude entfernt, so würde es dem Zweck, zu dem es eingerichtet ist, nicht mehr dienstbar sein können und dadurch in seinem wirtschaftlichen Wert Einbuße erleiden. — Dieser Anschauung hat sich das Reichsgericht vollinhaltlich angeschlossen. Allerdings — so meint der höchste Gerichtshof — sprachen auch viele Erwägungen für die gegenteilige Ansicht, aber die überwiegenden Gründe stützen doch die Anschauung, daß im vorliegenden Falle die Maschinen »wesentliche Bestandteile« des Fabrikgebäudes geworden sind. Soweit erwies sich die Eigentumsklage des Maschinenfabrikanten als unbegründet.

Die **Stadt Krefeld** steht im Begriff, den Hafen[1]) und den Stadtteil Linn **mit elektrischem Strom zu versorgen**. Angesichts der großen Ausdehnung des Hafengeländes und der weiten Entfernung von der Stadt konnte hierfür der im städtischen Elektrizitätswerk erzeugte Gleichstrom nicht in Frage kommen. Um nun die Versorgung mit Strom wirtschaftlich zu gestalten, schloß die Stadt zunächst mit der Eisenbahnverwaltung einen Vertrag, wonach die Bahnhöfe Krefeld-Linn, Uerdingen, Hohenbudberg und Rheinhausen-Friemersheim von der Stadt mit elektrischem Strom versorgt werden müssen. Um aber die großen Anlagekosten, die ein neues Elektrizitätswerk und lange elektrische Leitungen erfordert hätten, zu ersparen, hat die Stadt mit der Zeche Rheinpreußen bei Moers einen Vertrag über die Lieferung von elektrischem Strom geschlossen. Dadurch ist die Stadt in die Lage versetzt, das Hafengebiet und zugleich andre Gemeinden im Umkreis der Stadt mit billigem elektrischem Strom zu versorgen. Daneben bleibt das Gleichstromwerk zur Versorgung der inneren Stadtteile im Betriebe.

Ueber dem **Dampferdienst auf der Themse bei London** scheint ein Unglücksstern zu schweben. Früher bestand er in größerem Umfang, schlief aber allmählich ein, bis vor einigen Monaten das County Council wieder mehrere neue Personendampfer für die Themsefahrt einstellte. Bei den Probefahrten und späteren Personenfahrten ereigneten sich verschiedene kleine Unfälle, so daß die Stimmung der Londoner Bevölkerung schon von vornherein gegen die Dampfer eingenommen wurde. Jetzt liegt der Rechnungsbericht über die drei ersten Monate des Betriebes vor. Hiernach ist die finanzielle Lage des Unternehmens sehr ungünstig. Die Betriebseinnahmen erreichten noch nicht einmal 22000 £, obwohl die Sommermonate naturgemäß den stärksten Verkehr aufweisen. Der Anschlag für die Einnahmen betrug zwischen 90 und 98000 £ jährlich, so daß sich in Anbetracht eines voraussichtlichen geringeren Betriebes in den Wintermonaten vorhersehen läßt, daß die jährlichen Einnahmen weit hinter dem Voranschlag zurückbleiben werden. Die wöchentlichen Einnahmen sollen zurzeit rd. 450 £ betragen, womit kaum die Löhne der Angestellten bezahlt werden können. »The Engineer« hofft, daß unter diesen Umständen die Verwaltung den Mut haben werde, den kostspieligen Versuch aufzugeben.

Der Magistrat der **Stadt München** hat den Gewerkschaften und den Vereinigungen von Arbeitgebern den Plan zu einer **Arbeitslosen-Versicherung** vorgelegt, wozu die Stadt einen jährlichen Zuschuß von 35000 *M* zunächst auf 3 Jahre zahlen will. Die Kasse soll von 20 Personen verwaltet werden, von denen 10 Vertreter der angeschlossenen Verbände sein müssen. Sie soll Zuschüsse zu den Unterstützungen gewähren, welche die gewerblichen oder kaufmännischen Organisationen ihren arbeitslosen Mitgliedern zahlen, und nicht organisierten Arbeitern, die Zahlungen an eine Sparkasse geleistet haben, Zuschüsse zu dem abgehobenen Geld bei Arbeitslosigkeit gewähren. Ausgeschlossen ist die Unterstützung solcher Arbeiter, die infolge von Ausständen oder Aussperrungen arbeitslos geworden sind. Voraussetzung ist, daß der zu Unterstützende das Münchener Heimatrecht besitzt oder sich seit mindestens einem Jahre dort aufhält. Die Zuschüsse sollen nicht mehr als 1 *M* täglich betragen und nicht für längere Zeit als 8 Arbeitswochen gezahlt werden. Besonderes Gewicht wird auf die Verbindung der Kasse mit einem Arbeitsnachweis gelegt. Im wesentlichen schließen sich also die Münchener Vorschläge an die Genter Einrichtungen an, bei denen die Zuschüsse zu den Unterstützungen der Organisationen einen guten Erfolg gehabt haben, im Gegensatz zu den Zuzahlungen zu den Spareinlagen[1]).

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 106.

Für die **Stellung der technischen Mitglieder**, die bei den **Regierungen** beschäftigt sind, ist durch Erlaß des Königs von Preußen vom 21. September 1905 folgende Bestimmung getroffen worden:

»Auf den Bericht des Staatsministeriums vom 18. September d. J. genehmige Ich, daß unter Aufhebung aller entgegenstehenden Bestimmungen einheitlich den bei den Regierungen beschäftigten Regierungs- und Forsträten, den Regierungs- und Bauräten, den Regierungs- und Gewerberäten, den Regierungs- und Gewerbeschulräten, den Regierungs- und Schulräten sowie den Regierungs- und Medizinalräten, ferner den Regierungsassessoren und denjenigen technischen höheren Beamten, die bei den Regierungen beschäftigt sind und die den Rang der Räte vierter Klasse haben, das Stimmrecht in den Plenarversammlungen der Regierungen in dem Umfange beigelegt werde, in dem es jetzt die für den höheren Verwaltungsdienst oder das Richteramt befähigten, unter V zu a und b der Kabinettsorder vom 31. Dezember 1825 aufgeführten Mitglieder haben, und den technischen Hülfsarbeitern bei den Regierungen, die den Rang der Räte vierter Klasse nicht haben, das Stimmrecht in dem Umfange beigelegt werde, in dem es die Regierungsassessoren auf Grund der Kabinettsorder vom 31. Dezember 1825 a. a. O. jetzt haben.«

Damit ist einem im Landtage wiederholt vorgebrachten Wunsche Rechnung getragen worden.

Bei Doorn Kloof in Südafrika ist ein **1694 m tiefes Bohrloch** mittels Diamantbohrung niedergeführt worden, wobei die Stärke des untersten Kernes 35 mm betrug. Zum Bohren des ganzen Loches brauchte man 14 Monate, in denen täglich in drei je achtstündigen Schichten gearbeitet wurde. Nach je 15 m Vortrieb wurde das Bohrgestänge herausgezogen; bei 1500 m Tiefe brauchte man hierzu 3½ bis 4 Stunden und ungefähr ebenso lange, um das Gestänge wieder einzusetzen. Ein noch etwas tieferes Bohrloch von 1701 m ist bei Johannesburg fertiggestellt worden, wozu man aber, da der Boden nicht so hart war, nur 9 Monate brauchte, im Durchschnitt monatlich also 190 m fortschritt.

Ueber die **Lage der Naphthaindustrie in Baku**[2]) liegt der Bericht eines vom russischen Finanzministerium dorthin entsandten Ausschusses vor, wonach sich die Anzahl der während der letzten Unruhen in Baku ausgebrannten und unversehrt gebliebenen Bohrtürme wie folgt stellt:

verbrannt			unversehrt geblieben		
im Betrieb gewesen	in Bohrung und Reparatur befindlich	außer Betrieb gesetzt	im Betrieb befindlich	in Bohrung und Reparatur befindlich	außer Betrieb gesetzt
910	366	499	525	282	412

Soweit die vernichteten Bohrtürme in Betrieb gewesen sind, können die Bohrlöcher, ohne daß neue Bohrungen erforderlich wären, durch Neubauten verhältnismäßig leicht wieder lieferfähig gemacht werden.

Ein **neues transatlantisches Kabel** zwischen Europa und Amerika izt vor kurzem durch den Dampfer »Colonia« der Commercial Cable Co. gelegt worden. Hiermit ist das fünfte Unterseekabel zwischen den beiden Erdteilen fertiggestellt.

Zur **Ueberführung einer elektrischen Kraftleitung** über den Sacramento-Fluß in Kalifornien werden zwei je 43 m hohe Türme aus Eisenfachwerk benutzt. Die Stromleitung besteht aus Aluminiumdrähten, die bei 420 m Entfernung der Türme voneinander rd. 12 m durchhängen.

Der amtliche Bericht über **die Tätigkeit des amerikanischen Patentamtes im Jahre 1904/05** gestattet, beachtenswerte Schlüsse in bezug auf dessen Betriebskosten zu ziehen

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 951.
[2]) Z. 1905 S. 1536 (insbesondre Fußnote 1).

Zum Vergleich sind neben den dem amerikanischen Bericht entnommenen Zahlen in Klammern die entsprechenden Zahlen aus dem Bericht über die Tätigkeit des deutschen Patentamtes für das Jahr 1904 aufgeführt. Es haben danach die Einnahmen 7,4 (6,93) Mill. *M*, der Reingewinn 1,12 (3,18) Mill. *M* betragen. Die Zahl der eingegangenen Patentanmeldungen beträgt 52 323 (Deutschland 28 360 Patent-, 30 819 Gebrauchsmuster-Anmeldungen), die Zahl der Warenzeichenanmeldungen 11 298 (15 297); niedriger sind die Zahlen von Erneuerungsgesuchen, vorläufigen Anmeldungen und Mustern. Erteilt wurden 30 266 (9189 Patente, 30 819 Gebrauchsmuster) Patente und 1426 (9867) Warenzeichen, während 19 567 (9140) Patente abliefen.

Mit dem Bau der elektrischen **Bahn auf den Mont Blanc**[1]) ist vor kurzem von Le Fayet im Chamonix-Tal aus begonnen worden. Die Bauzeit für die rd. 19 km lange Linie ist auf fünf bis sechs Jahre berechnet.

Die 7. **ordentliche Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft** findet am 23. und 24. November 1905 in der Aula der Technischen Hochschule in Charlottenburg statt. Am 25. November wird ein Ausflug zur Besichtigung der Werke von Julius Pintsch in Fürstenwalde veranstaltet. In den Sitzungen werden folgende Vorträge gehalten:

Professor Kübler: Die vermeintlichen Gefahren elektrischer Anlagen;

Dr. Wagner: Versuche mit Schiffschrauben und deren praktische Ergebnisse;

Professor Dr. Lorenz: Theorie und Berechnung der Schiffspropeller;

Professor Laas: Messung der Meereswellen und ihre Bedeutung für den Schiffbau;

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1973.

Professor Dr. v. Halle: Die Bedeutung der technischen Fortschritte im Schiffbau für die Entwicklung des Welthandels;

Direktor Krell: Die Erprobung von Ventilatoren und Versuche über den Luftwiderstand von Panzergrätings;

Marine-Oberbaurat Schwarz: Die Bekohlung der Kriegschiffe;

Ingenieur Leue: Der Leue-Apparat zum Bekohlen von Kriegschiffen in Fahrt;

Generalsekretär Syndikus a.D. Ragoczy: Binnenschiffahrt und Seeschiffahrt.

Jubiläums-Stiftung des Württembergischen Bezirksvereines deutscher Ingenieure.

Aus Anlaß der Feier seines 25 jährigen Bestehens hatte der Württembergische Bezirksverein die Errichtung einer Stiftung beschlossen mit dem Zweck, junge und unbemittelte Maschineningenieure zu unterstützen, welche die industrielle Tätigkeit des in erster Linie für das Maschineningenieurwesen in Betracht kommenden Auslandes kennen lernen wollen[1]). Dieser Stiftung sind zufolge königlicher Entschließung vom 3. April d. J. die Rechte der juristischen Person verliehen worden.

Das Vermögen der Stiftung betrug am 1. Oktober d. J. 31 722,20 *M*. Ihre Verwaltung erfolgt durch ein Kuratorium, welches Hrn. Baudirektor C. v. Bach in Stuttgart zum Vorsitzenden und Hrn. Fabrikbesitzer Robert Bosch in Stuttgart zum Kassenführer gewählt hat. Alle Zuschriften, betreffend die Stiftung, sind je nach dem Inhalt an den Vorsitzenden oder an den Kassenführer zu richten.

[1]) Vergl. hierüber Z. 1902 S. 1748 und 1749.

Patentbericht.

Kl. 13. Nr. 161206. Wasserumlauf für Dampfkessel. M. H. Voigt, Leipzig-Gohlis. Ueber dem Flammrohr ist unter dem Wasserspiegel eine Dampfhaube *c* angeordnet, die in einen über die ganze Länge der Haube sich erstreckenden seitlichen Stutzen *d* mündet, durch den die Dampfblasen aus *c*, Wasser nachsaugend, emporsteigen.

Kl. 14. Nr. 162752. Ventilsteuerung. P. Davies, Southfields, und The Hydroleum Company Limited, London. Zwischen die Spindel *h* des Dampfeinlaßventiles *g* und die Daumen *k*, *l* der Steuerscheibe *j* ist eine Kugel *n* eingeschaltet, die in einem Rohr *o* geführt wird und nicht nur beim Umlauf der Daumen, sondern auch beim Verschieben von *j* auf der Welle *c* die Reibung vermindert.

Kl. 14. Nr. 162793. Rundschiebersteuerung. L. L. Griffiths, Brooklyn (V. S. A.). Der Rundschieber *r* ist durch den Arm *a* unter Einschaltung eines toten Ganges mit der (Dampfpumpen-)Kolbenstange verbunden und wird beim Hubwechsel um einen kleinen Winkel gedreht, gleichzeitig aber durch Dampfdruck auf seiner Spindel *s* verschoben. Frischdampf strömt von *d* her durch *e*, *k* ins linke Ende des Arbeitzylinders und Abdampf vom rechten Ende durch k_1 e_1 in den Auspuff *f*, bis *e* auf die Bohrung *b* und e_1 auf c_1 trifft, also Frischdampf durch *b* auf die rechte Seite des Rundschiebers *r* tritt, ihn nach links schiebt und den Dampf links von *r* durch c_1, e_1 nach *f* treibt. Nun tritt Frischdampf durch *d*, *i*, k_1 ins rechte Ende des Arbeitzylinders, Abdampf vom linken Ende durch *k*, i_1 nach *f*, bis *i* auf *c* und i_1 auf b_1 gedreht, also *r* wieder nach rechts zurückgeschoben wird usw.

Kl. 24. Nr. 160448 (Zusatz zu Nr. 155457, s. Z. 1905 S. 270). **Feuerung.** Ch. J. Roux, Pantin (Frankr.). Die Feuergase werden, nachdem sie den Kessel in mehreren Zügen umspült haben, durch Stichflammen aus dem Feuerraum zur Wiederentzündung gebracht. Die Zündkammer *h*, der durch *k* frische Luft zugeführt wird und von der aus die wiederentzündeten Gase nach dem oberen Zug *m* geleitet werden, liegt in der Feuerbrücke.

Kl. 47. Nr. 159790. Riemen- oder Seilgetriebe. J. B. Kuttendreier, München. Mehrere schmale Riemen *c* oder Seile werden gekreuzt, Fig. 1, oder offen, Fig. 2 und 3, in der Weise auf die Scheiben *a*, *b* gelegt, daß die äußeren Riemen bei beiden Kegelscheiben auf Stellen größten bezw. kleinsten Durchmessers laufen, so daß sie zwar verschiedene Geschwindigkeit haben, aber dieselbe Drehgeschwindigkeit von *a* auf *b* übertragen. Bei Kreuzung, Fig. 1, werden die Riemen so aufgelegt, als ob sie zusammen einen geschränkten Riemen bildeten. Bei offenen Riemen liegen zwischen den Scheiben die über den größten Umfang laufenden außen, die über den kleinsten innen und berühren beide Scheiben entweder mit derselben Seite, Fig. 2, oder mit verschiedenen Seiten, Fig. 3.

Fig. 1. 2. 3.

Kl. 47. Nr. 162541. Schraubenverbindung. J. Thomson, New York. Damit sich die Verbindung bei übermäßiger Längsbeanspruchung selbsttätig löst, ist der mit Gewinde versehene Teil des Bolzens oder der Mutter durch Längsschlitze *s*, s_1 in Zungen *z*, z_1 geteilt, die sich bei Ueberlastung biegen. Durch Eindrehungen *e*, e_1 wird das Biegen auf eine bestimmte Stelle beschränkt. Eine Bohrung *b* in der Achse dient zur weiteren Schwächung des Bolzens.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Die Bewegungsverhältnisse von Steuergetrieben mit unrunden Scheiben.

Geehrte Redaktion!

Zu dem interessanten Aufsatz des Hrn. Professors Hartmann in Nr. 39 und 40 der Zeitschrift erlaube ich mir einige Bemerkungen.

1) Auf S. 1624 ist behauptet:

(In Punkt B) »findet ein plötzlicher Uebergang vom Wachsen zum Abnehmen« (der Geschwindigkeit) »statt, der nur durch einen Stoß vermittelt werden kann«.

Dieser Satz widerspricht der üblichen Bezeichnungsweise, nach welcher der Stoß die Folge einer plötzlichen endlichen Aenderung der Geschwindigkeit ist. Ein Stoß kann sonach nur eintreten, wenn die Begrenzung der unrunden Scheibe an einer Stelle einen Knick aufweist oder wenn die Federbelastung zur Verzögerung des Schiebers nicht genügt.

2) Auch die Berechnung der erforderlichen Belastung des Schiebers kann nicht als richtig anerkannt werden.

Bezeichnet:

F die Federbelastung,
m die Masse des Schiebers,
f_3^+ die Beschleunigung vor Punkt B,
f_3 die Verzögerung hinter Punkt B,

so ist vor dem Punkt B der Druck zwischen dem Schieber und der unrunden Scheibe

$$P_1 = F + m f_3^+,$$

hinter Punkt B

$$P_2 = F - m f_3^-.$$

Damit sich der Schieber nicht von der unrunden Scheibe abhebt, muß

$$P_2 = 0, \text{ d. h. } F = m f_3^-$$

sein, während der Verfasser die Kraft, welche auf die Masse m des Schiebers wirken muß, angibt zu

$$Q = m(f_3^+ + f_3^-).$$

Dieser Wert hat aber eine andre Bedeutung; er ist gleich der Kraft P_1, stellt also den größten Druck dar, den der Schieber im Punkt B erfährt. Bei den Verhältnissen der Figuren 39 und 40 ist aber gar nicht Punkt B, sondern vielmehr Punkt B' derjenige, für welchen die Verzögerung am größten ist. Für diesen Punkt ist also die Federspannung zu bestimmen; sie ergibt sich ersichtlich zu

$$F' = m f_3^+.$$

Der bei richtiger Konstruktion mindestens auftretende Druck zwischen Schieber und Scheibe ist sonach in Punkt B

$$P_1 = F' + m f_3^+ = 2 m f_3^+.$$

3) Auf S. 1625 behauptet der Hr. Verfasser:

»Jede Aenderung des Bewegungsvorganges erfordert Zeit.«

Das trifft wohl für den Weg und die Geschwindigkeit zu, keineswegs aber für die Beschleunigung. Die Atwoodsche Fallmaschine gibt hierfür ein bekanntes Beispiel. Daher fallen auch die von Hrn. Professor Hartmann gezogenen Folgerungen. Vielmehr könnte eine genau hergestellte Steuerscheibe von der Form der Figur 39 völlig stoßfrei arbeiten, wenn die Federbelastung mindestens den oben berechneten Wert hat.

4) Weiter unten kann der Vergleich mit einem Eisenbahnfahrzeug leicht zu Mißverständnissen führen. Die Beschleunigung des Schiebers ist keineswegs bei stillstehender Scheibe und rotierendem Schieber die gleiche wie im wirklich vorliegenden Bewegungsfall. Denn bei der ersteren Bewegung kommt die Zentrifugalkraft hinzu.

Die bekannten vom Hrn. Verfasser aufgeführten Mängel der unrunden Scheibe erklären sich ungezwungen aus den hohen Beschleunigungskräften, den sehr kleinen Auflagerflächen der arbeitenden Teile und aus den von Hrn. Professor Hartmann so klar und anschaulich dargelegten Folgen kleiner Ausführungsmängel.

Hochachtungsvoll

Dortmund, den 12. Oktober 1905. Haberland.

Geehrte Redaktion!

Die Kritik des Hrn. Haberland ist berechtigt. Zu Punkt 1 bedaure ich, an der betreffenden Stelle nicht ausführlicher gewesen zu sein. Es sollte dargelegt werden, daß auch bei dem Kurvenschubgetriebe, genau so wie beim Kurbelgetriebe, alsdann Stöße auftreten müssen, wenn sich geringe Spielräume bilden können, und daß diese Stöße im Punkte B auftreten, nicht aber, wie vielfach vermutet wird, im Punkte C. Solche Spielräume entstehen bei paarschlüssigen Getrieben, beispielsweise, wenn die Rolle des Schiebers in einer Rille geführt wird, infolge der unvermeidlichen Ausführungsfehler, und bei kraftschlüssigen, wenn die Federn den Beschleunigungskräften nicht gewachsen sind.

Zu Punkt 2 und 3 bemerke ich, daß ich in den vorgeführten Beispielen leider nicht die erforderliche Belastung des Schiebers, sondern nur die Größe der Unstetigkeit in den Beschleunigungskräften berechnet habe. Ich erkenne die Berechnung des Hrn. Haberland als richtig an und tue dies um so lieber, als ich in meinen Vorstudien auf Grund der gleichen Ueberlegung bereits dazu gekommen war, die Grenze für die mögliche Erhebung des Schiebers von der unrunden Scheibe festzulegen. Hört nämlich im Punkte B die Treibung durch die Anhubfläche AB auf und hätte der Schieber überhaupt keinen Widerstand zu überwinden, so würde er sich mit konstanter Geschwindigkeit weiter bewegen und demnach auf der sich drehenden Scheibe (a) eine archimedische Spirale beschreiben. Folglich liegt die mögliche Erhebung zwischen dieser archimedischen Spirale und dem Abrundungsbogen BC. Betrachtet man die Wegkurve in Fig. 40 als eine auf der Zeitachse zu verschiebende Schubkurve, so bildet die Tangente an die Wegkurve in der Ordinate 3 den auf rechtwinklige Koordinaten bezogenen Weg des Schiebers, sobald sich dieser mit der konstanten Geschwindigkeit v_3 weiter bewegt. Die Geschwindigkeitslinie wird eine wagerechte Gerade und die Beschleunigung daher gleich null. Aus der Tangente an der Wegkurve und aus der wagerecht fortgesetzten Geschwindigkeitslinie lassen sich unmittelbar die Verhältnisse der Wegund der Geschwindigkeitsdifferentiale ablosen. Dieses alles war vorbereitet und bei der Berechnung praktischer Beispiele benutzt, ist aber bei der Ausarbeitung, die ein etwas eiliges Diktat war, übersehen worden.

Zu Punkt 4 habe ich hinzuzufügen, daß der Vergleich mit dem Eisenbahnfahrzeuge nur im allgemeinen die Bewegungsverhältnisse etwas beleuchten sollte. Wie alle Vergleiche hinkt auch dieser etwas.

Zu dem Ganzen habe ich aber noch zu bemerken, daß mein Aufsatz den Gegenstand nicht nach allen Richtungen vollkommen erschöpfen, sondern bei einzelnen nur andeuten sollte, wie man zu einfachen Vorstellungsformen kommen kann. Aus diesem Grunde habe ich auch die dynamischen Beziehungen sehr kurz gehalten. Es freut mich, daß trotz der Kürze mein Aufsatz im übrigen klar genug war, um den von mir auf S. 1624 begangenen Irrtum sofort erkennen zu lassen.

Für die freundliche Kritik spreche ich Hrn. Haberland meinen besten Dank aus.

Hochachtungsvoll

Berlin, den 18. Oktober 1905. W. Hartmann.

Angelegenheiten des Vereines.

Die **American Society of Civil Engineers**, New York, 220 West Fifty-seventh Street, hat uns in dem Wunsche, ihre Beziehungen zu andern Ingenieurvereinen zu kräftigen, geschrieben, daß sie stets erfreut sein werde, Besuch von unsern Mitgliedern, die sich in Amerika und New York aufhielten, zu erhalten; Lese- und Bibliothekräume ständen ihnen offen, und ihre Anwesenheit bei den Versammlungen (8 Uhr 30 abends am ersten und dritten Mittwoch jeden Monats mit Ausnahme von Juli und August) werde herzlichst willkommen geheißen werden.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **achtundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

B. Loewenherz und **A. H. van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.

C. Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 M. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 45. Sonnabend, den 11. November 1905. Band 49.

Inhalt:

Neuere Kraftgaserzeuger.

Von **R. Schöttler**.

Die seit Ende der achtziger Jahre nach dem Vorbilde Dowsons vielfach ausgeführten Kraftgasanlagen hat man im Laufe der Zeit sehr vervollkommnet. Ihr Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis zwischen der durch die Verbrennung des Gases und der durch die Verbrennung des festen Brennstoffes im Kalorimeter erzeugten Wärmemenge war ursprünglich 0,7 bis 0,75; es gelang, ihn durch Verminderung der Wärmeverluste bis auf 0,8 zu steigern.

Den größten Fortschritt stellen die Sauggasanlagen dar, welche von Bénier bereits im Anfange der neunziger Jahre angewendet, aber erst von Taylor um die Jahrhundertwende für kleineren Kraftbedarf erfolgreich eingeführt, bald aber auch von Julius Pintsch für größere Betriebe eingerichtet wurden. Sie haben heute die mit Ueberdruck arbeitenden Anlagen fast gänzlich verdrängt, denn sie sind außerordentlich einfach, billig und sparsam.

Es ist aber nicht zu leugnen, daß auch die Druckgasanlagen Vorzüge besitzen. Ist der Brennstoff nicht sehr gut, bedarf man etwa deshalb ausgedehnterer Reinigungsanlagen, so erhöhen diese den Saugwiderstand der Maschine und verringern ihre Füllung; auch ist der Ausgleich durch einen größeren Behälter, der den Sauggasanlagen fehlt, zuweilen wünschenswert. Dagegen ist der Fortfall des Dampfkessels, sein Ersatz durch einen ohne Ueberdruck arbeitenden Verdampfer, unbedingt vorteilhaft, und die Möglichkeit, den Rost des Vergasers reinigen zu können, ohne den Betrieb unterbrechen zu müssen, ist von größtem Werte.

Um die Vorzüge beider Anordnungen miteinander zu verbinden, hat man wohl zwischen die Reinigungsapparate und die Maschine ein Gebläse geschaltet, welches das Gas vom Erzeuger absaugt und in den vor der Maschine befindlichen Behälter drückt. Diese Anlagen sind also Sauganlagen in bezug auf die Gaserzeugung und Druckanlagen in bezug auf die Maschine. Sie finden sich aber selten.

Wenn schon die Druckanlagen Dowsons in bezug auf den Brennstoff empfindlich waren, so sind es die Sauganlagen noch mehr; sie sind in der gewöhnlichen Ausführung durchaus auf guten Anthrazit und Koks beschränkt. Trotzdem haben sie sich überraschend schnell eingeführt; aber das Bedürfnis, mit billigeren Brennstoffen arbeiten zu können, hat sich doch vielerorts recht geltend gemacht. Das Bestreben, ihm zu genügen, hat auch bereits Erfolge aufzuweisen, über die weiterhin berichtet werden wird. Zunächst aber mögen, obwohl die meisten dieser Konstruktionen bereits bekannt sind, die für Anthrazit und Koks bestimmten Gaserzeuger besprochen werden.

Die verschiedenen Ausführungen lassen sich in bezug auf die Anordnung des Verdampfers in zwei Gruppen teilen. Die meisten haben einen mit einer größeren Wassermenge gefüllten Verdampfer, einige aber arbeiten ohne Vorrat und erhalten dauernd nur gerade soviel Wasser, wie sie gebrauchen. Bei der ersteren Gruppe kann man wieder unterscheiden, ob der Verdampfer nach Bénier durch die Abhitze des Erzeugers oder nach Taylor durch das zum Reiniger ziehende Gas geheizt wird; doch ist diese Trennung nicht scharf, viele Konstruktionen stehen auf der Grenze.

Da das erzeugte Gas sehr heiß ist, der Maschine aber kalt zugeführt werden muß, um die Füllung nicht zu gering zu machen, so liegt es nahe, es zum Heizen des Verdampfers zu benutzen. Die Wärme des Abgases ist dazu unter allen Umständen mehr als ausreichend. Denn 1 kg Brennstoff liefert etwa 4 kg Gas; hat dieses nur 800°, so kann man bei Annahme der spezifischen Wärme 0,24 wenigstens $4 \cdot 0{,}24 \cdot 600 = 576$ WE gewinnen, die bei einem Wirkungsgrade des Verdampfers von 0,8 hinreichen, um $0{,}8 \cdot 576 : 640 = 0{,}72$ kg Dampf zu erzeugen, während höchstens 0,5 kg vergast werden können. Die Dampferzeugung ist also hier kostenlos, während, wenn man den Verdampfer mit dem Erzeuger verbindet, nur ein Teil der Wärme, die zur Verdampfung nötig ist, auf Rechnung der Strahlung gesetzt werden kann. Die Anordnung eines besondern Verdampfers erhöht somit den Wirkungsgrad des Erzeugers. Dagegen ist die Anordnung des Verdampfers auf oder in dem Erzeuger wohl etwas einfacher und billiger, auch wird hier die Dampfmenge in gewissem Sinne geregelt. Denn wenn man die Luft durch den Verdampfer saugt, so wird um so mehr Dampf in den Erzeuger gefördert, je mehr Luft angesaugt wird, auch wird die Dampferzeugung mit der Saugwirkung der Maschine wachsen, weil die Temperatur im Erzeuger steigt. Bei den gesondert vom Vergaser ausgeführten Verdampfern aber kommt nur der letztere Umstand in Betracht. Es ist auch zu beachten, daß die besondern Verdampfer erst Dampf liefern können, wenn das Wasser in ihnen kocht, während, wenn man die Luft durch den Verdampfer saugt, schon bei unter dem Siedepunkte

liegender Wassertemperatur hinreichend starke Verdunstung stattfindet. Aus diesen Gründen wird man bei kleineren Anlagen die Verbindung des Verdampfers mit dem Gaserzeuger, bei großen den besondern Verdampfer bevorzugen; denn bei den letzteren spielt die Brennstoffersparnis eine größere Rolle, auch kann man bei ihnen auf aufmerksamere Bedienung rechnen, oder leichter eine besondere Vorrichtung zur Regelung der Verdampfung anordnen.

Es ist nicht zu leugnen, daß der bedeutende Wasserinhalt der Verdampfer manches gegen sich hat. Vor allem verzögert er die Inbetriebsetzung; denn erst, nachdem das Wasser auf die erforderliche Temperatur oder zum Sieden gebracht ist, kann das Gas die zum belasteten Betrieb erforderliche Zusammensetzung annehmen. Ferner ist die Regelung des Verhältnisses zwischen Luft- und Dampfmenge doch nur recht unvollkommen. Wenn man aber in den geheizten Luftkanal bei jedem Spiel eine abgemessene Wassermenge einführt, die sofort verdampft, so wird das Anlassen beschleunigt, und die Möglichkeit einer genauen Regelung ist gegeben.

Man hat den Wirkungsgrad des Erzeugers auch noch auf andre Weise zu heben gesucht: so durch Vorheizung der Luft durch das zu den Reinigungsapparaten fließende Gas, durch die strahlende Wärme des Erzeugers oder gar durch die Abgase der Maschine; man hat das Speisewasser des Verdampfers vorgewärmt, als solches das Kühlwasser der Maschine benutzt. Diese Einrichtungen dürften aber öfters von zweifelhaftem Werte sein. Insbesondre kann man die Wärme der Abgase der Maschine nicht wohl ausnutzen, ohne den Auspuffwiderstand erheblich zu erhöhen; die Benutzung des Kühlwassers der Maschine zum Speisen des Verdampfers dürfte aber bei der geringen Speisewassermenge, welche nötig ist, ziemlich bedeutungslos sein.

Ursprünglich waren alle Dowsongasanlagen auf die Verwendung von Anthrazit angewiesen; nur dieser Brennstoff erlaubte einen sicheren Gang des Erzeugers, weil er nicht backt oder sintert, also keine Höhlungen in der Brennstoffsäule entstehen, und weil das aus ihm entstehende Gas hinreichend teerfrei ist, so daß umfangreiche Einrichtungen zur Reinigung nicht nötig werden. Bald aber lernte man, die Schachtabmessungen auch für Koks richtig zu wählen, und es gelang, auch mit diesem Brennstoffe befriedigende Ergebnisse zu erzielen. Man kann Koks in demselben Schachte verbrennen wie Anthrazit, nur muß die Brennstoffsäule etwas höher sein. Auch die Sauggasanlagen waren vorläufig auf diese Brennstoffe beschränkt, die noch jetzt überwiegend verwendet werden.

Daß man bei Einführung des Sauggases mit kleinen Anlagen anfing, ist ja ganz natürlich, obwohl man bereits Dowsongasanlagen für Betriebe mit mehreren hundert Pferdestärken besaß. Namentlich die Firma Julius Pintsch in Fürstenwalde ging aber bald kühn und mit großem Erfolg in größeren Anlagen vor, so daß man sich heute gar nicht mehr davor scheut, Betriebe, die mehrerer hundert Pferdestärken bedürfen, auf Sauggas zu stützen.

Fig. 1 stellt eine kleine Sauggasanlage der Gasmotorenfabrik Deutz dar. Auf dem Aschenfall *a* des Gaserzeugers bauen sich übereinander der ausgemauerte Schacht *b*, der Verdampfer *c* und der Kohlenbehälter *d* auf. Letzterer ist durch einen großen Hahn vom Fülltrichter abgeschlossen. Die Luft wird bei *e* angesaugt, streicht über die Wasseroberfläche des Verdampfers, dessen Inhalt etwa 80 bis 90° warm ist, schwängert sich hier mit Wasserdunst und wird durch das Rohr *f* unter den Rost geleitet. Der Verdampfer ist mit einem Ueberlauf versehen, durch den der Spiegel immer in gleicher Höhe gehalten wird; die Wasserzufuhr ist so eingestellt, daß der Ueberlauf stets tröpfelt. Auch dieses Tropfwasser gelangt unter den Rost und bedeckt den Boden des Aschenfalles in einer wiederum durch einen Ueberlauf bestimmten Höhe. Es dient zum Ablöschen der Asche, aber es verdunstet auch teilweise durch die strahlende Wärme des Rostes und trägt zur Gasbildung bei.

Das Gasrohr *g* führt durch den Wasserverschluß *h* zum Rieseler *i*, welcher mit Koks gefüllt ist, der durch eine Brause berieselt wird; das Gas steigt durch die Kokssäule und wird so gewaschen. Das gereinigte Gas geht durch den Topf *k*, in welchem sich aus dem Rieseler mitgenommenes Wasser niederschlagen kann, zur Maschine. Gewöhnlich ist dieser noch ein Stoßreiniger vorgeschaltet, in welchem das Gas nochmals Gelegenheit hat, Wasser und Teer abzusetzen; es ist ein Kasten, in den gelochte Bleche oder Drahtbürsten eingeschlossen sind. Das Niederschlagwasser läuft in der steigend verlegten Gasleitung zum Topfe zurück.

Beim Anblasen wird der Hahn *l* geöffnet und das Rohr *f* geschlossen; der von Hand angetriebene Bläser treibt die Luft durch den Schacht in das Rohr *n*, das ins Freie führt. Zeigt eine Probeflamme an, daß das Gas gut ist, so schließt man *l* und öffnet den Hahn *o*; dann bläst man durch den Rieseler nach der Maschine zu in eine zweite ins Freie führende Abgasleitung. Erst wenn auch hier eine Probeflamme gutes Gas meldet, setzt man den Bläser still, öffnet den Hahn in *f* und dreht die Maschine an. Während des Anblasens, das, wenn der Erzeuger während der Betriebspause nicht kalt wurde, eine gute Viertelstunde, bei der Inbetriebsetzung mit frisch entfachtem Feuer aber länger dauert, läuft das zugeführte Wasser durch den Ueberlauf des Verdampfers in den Aschenfall.

Um die Anlage still zu setzen, öffnet man den Hahn *l* in der Schornsteinleitung und schließt den Hahn *o*. Dadurch bringt man das Wasser am Boden des Rieselers zum Steigen, so daß der Wasserverschluß *h* sich füllt und das Rieselwasser

Fig. 1.

Kleine Sauggasanlage der Gasmotorenfabrik Deutz.

durch das über *o* liegende Rohr nach *p* abläuft. Es ist damit also die Verbindung zwischen Erzeuger und Rieseler gesperrt.

Ferner wird der Durchganghahn des Rohres *f* geschlossen und der daran befindliche Lufthahn geöffnet; dann brennt der Erzeuger als gewöhnlicher Stubenofen während der Betriebspause. Bei zu schwachem Zuge kann man selbstverständlich mit den Türen am Aschenfalle nachhelfen. Oeffnet man diese während des Betriebes, um den Rost zu reinigen, so wird dadurch die Gaserzeugung zwar gestört, aber für eine kurze Zeitdauer schadet das nicht viel.

Bei dem Gaserzeuger der Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt von G. Luther in Braunschweig ist der Aufbau derselbe, s. Fig. 2; doch ist der Fülltrichter vom Vorratsraume durch ein Ventil abgeschlossen, das sich bequemer handhabt als ein Hahn. Die Luft tritt durch Löcher *a* in den Verdampfer und fällt aus diesem durch die beiden einander gegenüberliegenden Rohre *b* unter den Rost. Selbstverständlich ist der Verdampfer mit einem Ueberlauf *c* versehen, der das überschüssige Wasser unter den Rost leitet. Der Gasabzug ist so eingerichtet, daß der Verdampfer möglichst kräftig geheizt wird; sie kann übrigens durch den Schieber *d* geregelt werden.

Während des Stillstandes sind die Rohre *b* durch die Ventile *e* abgeschlossen, das Doppelsitzventil *f* ist hoch-

gezogen, und die Luft wird durch die Aschenfalltür zugeführt, wie bei einem Stubenofen.

Um den Abschluß zwischen Rieseler und Gaserzeuger für alle Fälle zu sichern, läßt man das Gasrohr etwas in das über dem Boden des Rieselers stehende Wasser tauchen. Die Vergrößerung des Saugwiderstandes, welche daraus folgt, ist unbedeutend.

Auch bei dem Gaserzeuger von Crossley & Rigby, Fig. 3 bis 5 [1]), ist der Aufbau der gleiche, nur ist der Fülltrichter zugleich Vorratraum. Der Verdampfer ist für sehr kräftige Heizung eingerichtet. Die Luft tritt bei *a* in ihn ein und fällt durch die Röhren *b* in den Ueberhitzer *c*, welcher den Rost umschließt, und aus diesem durch die Oeffnungen *d* unter den Rost. Hier mischt sie sich mit unmittelbar durch *e* eintretender Luft. Man kann nun diese beiden Luftmengen regeln und so nach Bedarf mehr oder weniger Dampf unter den Rost gelangen lassen, also die Temperatur im Erzeuger und die Zusammensetzung des Gases beeinflussen.

Fig. 2.

Gaserzeuger der Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt von G. Luther in Braunschweig.

Fig. 3 bis 5.

Gaserzeuger von Crossley & Rigby.

Schnitt *A-B*.

Schnitt *C-D*.

Der nicht luftdicht verschlossene Vorratraum ist solange zulässig, als die Luft nicht durch die Kohlensäule bis an das Gas gelangen und es verbrennen kann; besser dürfte es aber doch sein, den abgeschlossenen Trichter beizubehalten.

Noch mehr Wert ist von Deschamps auf die Regelung gelegt; er will die Temperatur im Erzeuger selbsttätig möglichst gleichmäßig halten.

Dieser, Fig. 6 [2]), ist mit Rippen *aa* besetzt und unten von einem offenen Wassermantel *b* umgeben. Die Luft streicht an den Rippen entlang und kühlt den Erzeuger, indem sie sich vorwärmt; der im Wassermantel gebildete Dampf steigt empor, wird von der Luft mitgerissen und mit ihr durch die Oeffnungen *c*, *d*, *e* teils über, teils unter den Rost geleitet. Der Wasserspiegel im Wassermantel wird durch einen Schwimmer *f* im Gefäße *g* in gleicher Höhe gehalten; sobald nämlich der Schwimmer sinkt, öffnet er den Hahn *h*, so daß mehr Wasser zufließt. Geht nun der Erzeuger zu warm, so tritt der Temperaturregler in Tätigkeit. Im Gasrohre befindet sich ein Gefäß *i*, das mit der Kautschukbirne *k* verbunden ist; diese liegt in einem kleinen Zylinder, dessen Kolben durch eine Feder zurückgehalten wird und an dem Schlüssel des Hahnes *h* angreift, der auch den Schwimmer *f* trägt. Steigt nun die Gastemperatur, so dehnt sich die Luft in *i* und *k* aus, der Kolben wird nach links, der Schwimmer herabgedrückt, der Hahn *h* geöffnet; es tritt also mehr Wasser zu, die Verdampfung wird stärker, und die Temperatur im Erzeuger geht herab. Umgekehrt wird bei zu kaltem Gange des Erzeugers die Dampferzeugung vermindert.

Bemerkenswert ist auch, daß der Erzeuger nicht ausgemauert ist. Es erscheint das zulässig, weil die erhöhte

[1]) Rev. méc. 1904 S. 475.
[2]) ebenda 1904 S. 474.

Fig. 6. Gaserzeuger von Deschamps.

Ausstrahlung der Vorwärmung der Luft und der Wasserverdampfung ja wieder zugute kommt; der Mangel der Ausmauerung soll aber die Verwendung von Koks und aschenreicherem Anthrazit erleichtern, weil sich gerade am Mauerwerk leicht Schlackenbildungen zeigen. Die Entnahme des Gases im Mittel der Brennstoffsäule bewirkt, daß hier die höchste Temperatur herrscht, so daß die Wandungen geschont werden. Das Gasrohr ist an der Entnahmestelle mit einem feuerfesten Mundstück ausgestattet.

Da zwischen Erzeuger und Rieseler keine Vorlage angebracht ist, so muß das Ventil *l* geschlossen werden, wenn die Anlage stillgesetzt und der Schieber *m* zur Schornsteinleitung geöffnet wird. Der Rieseler ist, wie ersichtlich, mit Rücksicht auf möglichst energische Kühlung ausgebildet; das wird natürlich den Saugwiderstand etwas vermehren.

Gebr. Körting trennen auch bei kleinen Anlagen den Verdampfer vom Erzeuger und bilden ihn als Röhrenkessel aus; das vom Erzeuger zum Rieseler durch die Röhren gehende Gas verdampft also das für den Erzeuger bestimmte Wasser. Die Anordnung einer kleinen Anlage erhellt aus Fig. 7. Auch hier bauen sich auf dem Aschenfall *a* der Schacht *b* und der Brennstoffbehälter *c* auf. Doch hat der letztere keinen besondern Fülltrichter, sondern nur einen nicht vollkommen dicht schließenden Deckel.

Fig. 7. Gaserzeuger von Gebr. Körting.

Fig. 8 bis 11. Vergaser für 500 PS von Gebr. Körting.

Der Verdampfer *d* ist mit einem Speisetrichter *e* versehen, dieser mit einem Ueberlauf, so daß der Wasserspiegel im Verdampfer stets gleich hoch steht, Ueberdruck aber nicht entstehen kann. Der gebildete Dampf tritt selbstverständlich unter den Rost, das Gas geht durch das Rohr *f* zum Rieseler. Dieser ist nicht mit Koks gefüllt, sondern mit Holzlatten ausgesetzt. Hahn *g* und Schornsteinrohr *h* dienen zur Inbetriebsetzung. Ein besonderer Abschluß zwischen Rieseler und Erzeuger ist nicht vorgesehen; es wird für genügend gehalten, das Rohr *f* bis in das auf dem Boden des Rieselers befindliche Wasser tauchen zu lassen, dessen Spiegel selbstverständlich, und zwar durch den mit Wasserverschluß versehenen Ueberlauf *k*, unverändert erhalten wird.

Ein größerer Vergaser von 1560 mm Dmr., wie er von Gebr. Körting für Anthrazit ausgeführt wird, ist in Fig. 8 bis 11 dargestellt. Dieselben Abmessungen genügen auch für Koks, nur hält man hier die Brennstoffsäule 300 mm höher, kürzt also den Zylinder, der den Vorrat enthält, um dieses Maß. Man vergast in diesem Ofen mit 1 qm Schachtquerschnitt 100 kg Anthrazit oder 120 kg Koks in der Stunde, also bei 1560 mm Dmr. = 1,9 qm Querschnitt rd. 200 kg/st bezw. 240 kg/st Brennstoff; der Ofen würde demnach für 500 PS genügen. Die Einrichtung ist auf Grund der früheren Beschreibungen wohl ohne weiteres verständlich; beachtenswert ist nur noch die Kühlung des Deckels mit dem Wasser, das nachher verdampft wird. Es führen auch vom Deckel Leitungen nach den Türöffnungen, um die Schlacke ablöschen zu können. Im Gegensatze zu dem kleinen Erzeuger geschieht die Beschickung hier durch einen Fülltrichter bei Luftabschluß.

Während der Schacht der bisher beschriebenen

Anordnungen sich nach unten verjüngt oder zylindrische Form hat, ist im Gegenteile der Schacht des von der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg ausgeführten Vergasers, Fig. 12 und 13, nach unten hin erweitert. Man ersieht daraus, daß über die beste Form noch völlige Unklarheit herrscht, oder daß es nicht auf die Form, sondern nur auf die Höhe der Brennstoffsäule ankommt. Maßgebend ist immer der Querschnitt der glühenden Schicht über dem Roste. Bemerkenswert sind die Einführung von Luft und Dampf durch ein Strahlgebläse *a*, die Verstellbarkeit der Luftzufuhr durch die Scheibe *b*, die Verteilung des Luftdampfgemisches unter den Rost durch das Schlitzrohr *c*, der Wasserverschluß des Aschenfalles, welcher erlaubt, die Asche während des Betriebes abzuziehen, und der verstellbare Einsatz *d*, der gestattet, die Höhe der Brennstoffsäule der Art des Brennstoffes anzupassen.

Fig. 12 und 13. Vergaser der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg.

Fig. 14 zeigt eine Anlage von Julius Pintsch in Fürstenwalde a. d. Spree[1]). Der Erzeuger *a* ist so ausgemauert, daß das Gas unterhalb der oberen Rast bei *b* abgesaugt wird; der darüber befindliche Schacht dient als Vorratraum. Die Beschickung geschieht unter Luftabschluß durch einen aus zwei Gefäßen gebildeten, um die Achse *c* drehbaren Füllapparat *dd*. Der Rieseler *e* ist mit Steinen ausgesetzt; ihm folgen noch ein sogenannter Kondensator *f*, in dem das nasse Gas mitgerissenes Wasser und damit auch Schmutz und Teer abscheidet, ein Sägespänreiniger *g* und ein Druckregler *h*. Der Abschlußtopf *i* zwischen Erzeuger und Rieseler tritt in Tätigkeit, sobald sein Wasserabschlußhahn *k* geschlossen wird. Der Druckregler ist so eingerichtet, daß eine Glocke von der Maschine niedergesaugt wird, während sie sich infolge von Federwirkung hebt und Gas ansaugt, solange die Maschine keinen Bedarf hat. Der stoßweise Lufteintritt in den Vergaser wird so zum dauernden, was für die Gleichmäßigkeit des Betriebes nur von Vorteil sein kann.

Wenn nun auch die Erfahrung gelehrt hat, daß so umfangreiche Reinigungsvorrichtungen, wie wir sie hier sehen, nicht durchaus nötig sind, und daß es auch ohne Druckregler geht, so wird man doch nicht verkennen können, daß sowohl die bessere Reinigung als auch der Druckregler Vor-

[1]) Glasers Annalen 1902 I S. 27.

Fig. 14. Gaserzeuger von Julius Pintsch, Fürstenwalde.

züge sind. Denn selbst bei sehr gutem Brennstoffe muß das Eintrittsventil der Maschine häufig gereinigt werden; auch ist die Maschine für Störungen am Gaserzeuger recht empfindlich, sobald man sie stark belastet. Insbesondre macht sich mangelhafte Reinigung des Gases bei Maschinen bemerklich, die nicht regelmäßig, sondern nur gelegentlich gehen. Schon bei Tagesbetrieb dauert es immer lange Zeit, bis der Beharrungszustand erreicht ist.

Bemerkenswert dürfte auch der Gaserzeuger von Catier in Boussois sein, Fig. 15[1]). Hier tritt die Luft bei a ein, wird

Fig. 15. Gaserzeuger von Catier.

im Aschenfall etwas vorgewärmt und tritt durch den Rost b in axialer Richtung in die Brennstoffsäule. Der Rost sitzt in der Mitte einer Stützplatte c, welche mittels einer Schraube gehoben und gesenkt werden kann, um ihre Höhenlage dem Böschungswinkel des Brennstoffes anzupassen. Das erzeugte Gas wird durch eine gußeiserne Haube rechteckigen Querschnittes über dem ganzen Schachtdurchmesser abgefangen, strömt durch die Heizröhren des Verdampfers d auf dem Weg ef zum Rieseler g und geht aus diesem durch einen Trockner h zum glockenförmigen, zugleich als zweiter Wasserabscheider dienenden Gastopf i und zur Maschine. Dem Dampfkessel strömt das Wasser aus dem Ueberlaufgefäß k durch den die Rast des Brennschachtes bildenden Ring l und die Leitung m zu. Da diese Leitung bei n mit der Außenluft in Verbindung steht, so kann im Kessel nur Außendruck herrschen, und es muß der Wasserspiegel stets gleich hoch stehen. Der gebildete Dampf gelangt durch den Kondensationstopf o in den Ringraum p über dem Rost und durch den Spalt dieses Ringraumes, der nach unten gerichtet ist, gleichmäßig über den Umfang verteilt zur glühenden Brennstoffschicht. Luft- und Dampfzutritt werden von Hand durch die Hahnverbindung q gleichmäßig geregelt.

Durch die eigenartige Luft- und Dampfzufuhr soll die Bildung von Schlacken am Schachtmauerwerke verhütet werden; man wird weniger gute Brennstoffe verarbeiten können.

Bei dem Gaserzeuger von Capitaine[1]) ist der Verdampfer, wie Fig. 16 zeigt, mit Fieldschen Röhren versehen und mitten in den Schacht gehängt. In bezug auf die Anordnung des Verdampfers steht also dieser Erzeuger zwischen den beiden oben beschriebenen Gruppen; er ist für reichliche Dampfmengen eingerichtet. Da Capitaine auf 1 kg Dampf für 1 kg Kohle rechnet, würde allerdings der Taylorsche Verdampfer nicht recht ausreichen. Denn nimmt man an, daß 1 kg Kohle 4 kg Gas liefert, daß dieses seine Temperatur im Verdampfer von 800° bis 200° erniedrigt und die spezifische Wärme 0,24 hat, so ergibt das nur $4 \cdot 600 \cdot 0{,}24 = 576$ WE, was mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad des Verdampfers für 1 kg Dampferzeugung knapp ist. Ob es aber richtig ist, mit so viel Wasser zu arbeiten, steht dahin; Staus fand bei einer Anlage von Benz & Cie. in Mannheim nur 0,3 kg und bei einer Deutzer Anlage das Doppelte. Zu viel Dampf bringt die Temperatur herunter und gibt ein Gas, das reich an Kohlensäure und Wasserstoff ist, also bei kleinerem Heizwert heftige Explosionen bewirkt[2]). Da der Verdampfer die Mitte des Schachtdeckels einnimmt, erfolgt die Beschickung durch seitliche Oeffnungen, die übrigens keinen Doppelverschluß haben. Der Rost hat bewegliche Roststäbe, die als Tröge ausgebildet und mit Asche gefüllt sind; er wird also nicht leicht verbrennen. Auch die Reinigung des Gases ist anders als gewöhnlich; sie entspricht der bei Hochofengasen angewendeten. Statt des Koksrieselers haben wir einen Zylinder, in dem das Gas durch einen Wasserzerstäuber gewaschen wird; diesem folgt eine nasse Schleudertrommel, in der das Gas sowohl vom mitgerissenen Wasser, als auch von Schmutzteilen und Teer befreit wird.

Bei dem Gaserzeuger der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur, Fig. 17, fehlt der Wasserraum des Verdampfers. Die Luft tritt bei a in den hohlen Deckel des Erzeugers, der zu ihrer Vorwärmung dient, und von hier in den ringförmigen, vom abziehenden Gase geheizten Verdampfer b, in den bei c Wasser gespritzt wird. Das gebildete Dampfluftgemisch gelangt durch das Rohr d unter den Rost; dieses Rohr kann durch das Ventil e vom Aschenfall abgesperrt werden. Das gebildete Gas umspült den Verdampfer und geht durch das Doppelventil f entweder zum Schornstein oder zum Koksrieseler. Bei größeren Ausführungen tritt an die Stelle des unteren Ventilkegels ein Wasserverschluß im Rieseler. Um nun die eingespritzte Wassermenge der Saugwirkung der

Fig. 16. Gaserzeuger von Capitaine.

[1]) Prakt. Masch.-Konstr. 1904 S. 155.

[1]) Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1905 S. 288.

[2]) s. Kutzbach, Z. 1905 S. 233.

Maschine anpassen zu können, ist der in größerem Maßstabe in Fig. 18 abgebildete Speiseregler *g* angebracht. Dieser besteht aus einem Ueberlauftopf, in den das Wasser bei *h* eintritt, und aus dem man es nach Bedarf durch das Ventil *i* in die zum Verdampfer führende, bei *c* mündende Leitung treten läßt. Der Ventilkegel hängt an der biegsamen Platte *k*, welche den Boden des Gefäßes *l* bildet, und deren Hub durch die Schraube *m* begrenzt wird. Dieses Gefäß ist mit der Saugleitung der Maschine verbunden; je stärker sie arbeitet, desto mehr Wasser tritt in den Erzeuger. Daß auf diese Weise langen, und desto mehr wird die Saugspannung in *b* abgeschwächt. *h, h* sind Schaulöcher.

Die Schwierigkeit, andre Brennstoffe als Anthrazit und Koks zu verwenden, liegt in zwei Umständen. Einmal treten im Generator Verstopfungen auf, und zweitens bildet sich Teer.

Schon in einem Siemens-Generator hat man oft mit Verstopfungen zu tun. Selbst wenn man die Luft in der Achse des Generators einbläst, bilden sich bei starkem Betriebe Kanäle an den Wandungen, durch welche Luft aufsteigt und

Fig. 17 und 18.

Gaserzeuger der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur.

Speiseregler.

ein gleichmäßig zusammengesetztes Gas gesichert ist, dürfte anzunehmen sein; ebenso aber auch, daß man den Wasserzusatz dem Brennstoff anpassen kann.

Ganz ähnlich ist auch der Erzeuger von Güldner eingerichtet. Die zugehörige Speisevorrichtung erhellt aus Fig. 19[1]).

Fig. 19.

Speisevorrichtung von Güldner.

In der Wasserschale *a* wird der Spiegel durch einen Ueberlauf stets gleich hoch erhalten. In dieser Schale steht ein Rohr *b*, das unterhalb des Spiegels einige Bohrungen hat, in diesem ein zweites Rohr *c*, dessen Bohrungen höher liegen, und das durch *d* mit dem Luftkanal *e* in Verbindung steht. Saugt nun die Maschine, so steigt das Wasser in *b* und fließt nach *c* über, und zwar ist die jeweilig überfließende Wassermenge um so größer, je stärker gesaugt wird. Man kann die Menge mit der Hand einstellen, indem man die Kappe *f* dreht. Diese hat nämlich eine ins Freie führende Nut *g*; je weiter diese offen steht, desto mehr Luft kann durch sie nach *b* ge- das bereits gebildete Gas verbrennt. Es wird dann die Temperatur an der Wandung so hoch, daß die feuerfesten Steine schmelzen und Schlacken entstehen, die fest an der Wandung haften. Man darf deshalb die Gaserzeuger nicht zu sehr anstrengen. Oft wird ja die Einführung von Dampf, wodurch die Temperatur herabgesetzt wird, helfen, aber es gibt auch Brennstoffe, bei denen der Dampf dazu beiträgt, die Schlacke fest zu machen, so daß sich im Generator Gewölbe bilden, welche durchaus keine Luft durchlassen. Bei manchen backenden Kohlen entstehen Koks, die harte und feste Blöcke bilden, welche in gleicher Weise wirken. Solche Brennstoffe eignen sich aber nicht zur Erzeugung von Kraftgas, man ist vielmehr auf Sorten beschränkt, deren Koks weniger fest zusammenhalten. Die Entstehung von schweren Kohlenwasserstoffen führt zur Teerbildung. Der Teer schlägt sich bei der Erkaltung des Gases nieder und ist durch Reinigungsanlagen schwer zu beseitigen. Er geht durch Koksrieseler und selbst Sägespänereiniger und bildet in den Eintrittsventilkasten der Maschine harte Niederschläge, welche die Ventile verderben. Es gibt allerdings auch Teere, die weniger schlimm sind, ja in der Maschine geradezu schmierend wirken. Aber auch diese sind ihrer Menge wegen häufig sehr unbequem; die verschmutzten Waschwasser sind schwer zu beseitigen. Man hat deshalb alle Ursache, in den Gaserzeugern die Entstehung von Teer von vornherein zu verhindern.

(Schluß folgt.)

[1]) Güldner, Verbrennungsmotoren, 2. Aufl. S. 392.

Wärmerückführung und Zwischenheizung im Dampfturbinenbetriebe.
(Systeme v. Knorring-Nadrowski)

Versuchsergebnisse an einer 100 pferdigen Betriebsanlage im Maschinenlaboratorium A der Technischen Hochschule zu Dresden.

Im folgenden sollen die Ergebnisse neuer Betriebsysteme für Dampfturbinen dargelegt werden, die an einer 100 pferdigen Versuchsanlage in den Jahren 1903 bis 1905 gewonnen worden sind. Diese Anlage war auf Grund der Ergebnisse von Versuchen geplant, die Prof. E. Lewicki an einer 30 pferdigen de Laval-Turbine im Heißdampfbetriebe durchgeführt hatte [1]), nachdem dieselbe Maschine vorher von J. Nadrowski einem längeren Versuchsbetriebe mit hocherhitzter Luft (bis 500° und darüber) anstandslos unterworfen worden war. Der Platz für die Anlage war vom königl. sächsischen Kultusministerium im Neubau des Maschinenlaboratoriums A der Technischen Hochschule Dresden zur Verfügung gestellt, mit der Maßgabe, daß die Anlage zur Lieferung von Licht und Kraft für die Hochschulneubauten bis zur Fertigstellung des für diese zu erbauenden Elektrizitätswerkes dienen solle. Die Anlage ist Eigentum des Barons C. von Knorring in Dresden; Bau und Betrieb sowie die sehr eingehenden Versuche wurden von dem technischen Bureau v. Knorring-Nadrowski ebendaselbst durchgeführt. Die Oberleitung der Versuche war durch den Vertrag mit dem Kultusministerium dem Maschinenlaboratorium A, in Person des Direktors Geh. Hofrates L. Lewicki und des an der Ausarbeitung der Systeme mitbeteiligten Adjunkten Professors E. Lewicki, vorbehalten worden.

I. Teil.

Allgemeines über die Systeme und die Versuchsanlage.

Von J. Nadrowski.

Die vorliegenden Systeme zur Verbesserung der Brennstoffausnutzung bei der Kraftgewinnung im Dampfbetriebe haben sich aus dem Bestreben herausgebildet, auch **ohne künstliche Kühlung** der im Wärmegebiet arbeitenden Konstruktionsteile des Motors höhere Temperaturen in den Arbeitsprozeß einzuführen, als es die Eigenart der Kolbenmaschine gestattet, nachdem die Turbine, insbesondre die Freistrahlturbine, als ein hierfür geeigneterer Energieaufnehmer erkannt worden war.

Vom Gas- bezw. Heißluftbetriebe der Turbine in Verbindung mit einem Regenerator ausgehend [2]), wurde, wie schon eingangs angedeutet, der experimentelle Nachweis erbracht, daß die Anwendung bisher nicht benutzbarer hoher Dampftemperaturen im praktischen Dampfturbinenbetriebe durchführbar ist, sodann aber insbesondre unter Wiedergewinnung der in der Regel am Austritt der Turbine noch vorhandenen Ueberschußwärme unter Umständen recht bedeutende thermische Vorteile zu erlangen sind. Auch wurde in den Versuchsberichten (a. a. O.) bereits eine weitere Verbesserung in der Wärmeausnutzung durch Anwendung wiederholter Beheizung des Treibdampfes zwischen den Druckstufen des Arbeitsprozesses (Zwischenheizung), sowie ein erschöpfenderer praktischer Nachweis mit der Planung einer größeren Versuchsanlage in Aussicht gestellt, ohne daß jedoch das Wesen des Systems näher beleuchtet wäre. Das Wichtigste in der bisherigen Lösung dieser Aufgaben sei hiermit bekannt gegeben. Es wird sich dabei zeigen, daß das eingehende praktische Studium in Sonderheit der dynamischen Vorgänge der Turbine unter den verschiedensten Betriebsverhältnissen einige eigenartige, inzwischen auch von andrer Seite beobachtete praktische Eigenschaften des Turbinenbetriebes erkennen ließ, für welche es eine Analogie im Kolbenmaschinenbetriebe schon deshalb nicht gibt, weil die Energieäußerung der Strömung (Turbine) von derjenigen der Spannung (Kolbenmaschine) abweichend in Wirkung und Erscheinung tritt [1]).

Bei Turbinen mit nur einer Druckstufe kann naturgemäß nur das einmalige, bekannte Ueberhitzungsverfahren in Verbindung mit Wärmerückführung [2]) angewendet werden. Die mehrstufige Ueberhitzung, hier richtiger Zwischenheizung genannt, kommt nur bei Turbinen mit mehr als einer Druckstufe in Frage und wird, wenn es die Höhe der Austrittstemperatur der letzten Stufe zweckmäßig erscheinen läßt, durch die Regeneratorwirkung (Wärmerückführung) unterstützt.

Die Wärmerückführung. (Der Regenerator.)

Das System der Wärmerückführung im Betrieb einer Dampfturbine mit sehr hoch erhitztem Dampf ist in Fig. 1 schematisch dargestellt. Zugehörige Entropiediagramme finden sich in Fig. 2.

Der aus dem Kessel K entnommene Frischdampf wird in einem Ueberhitzer H auf höhere Temperatur gebracht, strömt arbeitleistend durch die Turbine T und gibt einen entsprechenden Teil seines Wärmeinhaltes ab. Darauf tritt er in den Regenerator R, ein Röhrenbündel, das hier in das Kesselinnere eingebaut erscheint, aber auch außerhalb desselben z. B. mit einem Speisewasservorwärmer vereinigt Platz finden kann. Im Regenerator wird der Wärmeüberschuß des Dampfes an das Kesselwasser oder Speisewasser zurückgeführt (regeneriert), worauf der annähernd mit Kesseltemperatur austretende Dampf in bekannter Weise noch durch einen Speisewasservorwärmer V fließt, um dann entweder in einen Kondensator C oder ins Freie geleitet zu werden, falls er nicht noch zu Heizzwecken Verwendung findet.

Der Regenerator unterscheidet sich somit von einem der bekannten (Oberflächen-)Speisewasservorwärmer dadurch, daß er geeignet ist, gegebenenfalls auch größere Wärmemengen in die Treibflüssigkeit überzuführen als jener, d. h. also bei einem hinreichend großen Wärmeüberschuß auch als Dampferzeuger oder als Dampfüberhitzer [3]) zu wirken. Ist der Wärmeüberschuß nur gering, so daß er ohne Dampfbildung vom Speisewasser aufgenommen werden könnte, so kann man naturgemäß einen gewöhnlichen Vorwärmer anwenden. Die hier erstrebten Verbesserungen in der Brennstoffauswertung, insbesondre bei kleinem Druckgefälle (Niederdruckkessel), sind alsdann natürlich nicht zu erreichen.

Die bei der Turbine mögliche Steigerung der Dampftemperatur über die bei der Kolbendampfmaschine bisher zulässige Grenze hat eine Hebung der Austrittstemperatur zur Folge, die beim Betrieb ohne Kondensation, wie sich gezeigt hat, leicht auf 300 bis 400° C steigen kann. Es ist klar, daß hier eine Rückgewinnung der Ueberhitzungswärme nötig ist, um den Nutzen der Temperaturerhöhung in vollem Umfang zur Geltung kommen zu lassen. Sie erscheint schon deswegen erstrebenswert, weil die wesentlichsten Arbeitsverluste der Turbine, die sich besonders bei kleineren Einheiten in ihrem schlechten mechanischen Wirkungsgrad ausdrücken, aus Wirbel- und Reibungsverlusten des Dampfes

---

[1]) s. Z. 1903 S. 529 u. f.: E. Lewicki, Die Anwendung hoher Ueberhitzung zum Betriebe von Dampfturbinen; ferner Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 12.

[2]) Das hierüber vorhandene Studienmaterial von J. Nadrowski läßt den unmittelbaren Zusammenhang und die Gleichartigkeit der Gesichtspunkte der neueren Ermittlungen für den Dampfbetrieb mit denjenigen der älteren Arbeiten, so z. B. für den Heißluftbetrieb, deutlich erkennen. Vergl. u. a. auch belg. Pat. 139 467 (1898), franz. Patent 286 815 (1899). Eine allgemeine Behandlung des Themas von J. Nadrowski steht bevor.

[1]) Eine einfache Schlußfolgerung aus theoretischen Erkenntnissen und praktischen Ergebnissen ähnlicher Bestrebungen bei der Kolbendampfmaschine (z. B. Zwischenüberhitzung), wie dies bei der Beurteilung der Neuheit des Verfahrens für die Turbinenmaschine von verschiedenen Seiten versucht worden ist, muß daher, weil auf unzutreffenden Annahmen beruhend, als unzulässig bezeichnet werden.

[2]) D. R. P. Nr. 129 182 (Anmelder E. Imle, C. v. Knorring, E. Lewicki und J. Nadrowski).

[3]) D. R. P. Nr. 129 182 und Auslandspatente.

in den Düsen und Schaufeln sowie aus der sogenannten Ventilatorarbeit des Turbinenrades entstehen und eine entsprechende Erwärmung des Auspuffdampfes über die theoretische Expansions-Endtemperatur hervorrufen.

Fälle, in denen bei hoher Ueberhitzung des Eintrittsdampfes auch die Auspufftemperatur besonders hoch liegt, wo die Anwendung des Regenerators somit von erheblichem Nutzen ist, sind u. a. die folgenden:

1) wenn das Druckgefälle niedrig ist, z. B. bei Verwendung von Auspuffdampf aussetzend arbeitender Maschinen (vergl. System Rateau)[1]), oder wenn bei Kondensationsbetrieb konzessionsfreie, also unter bewohnten Räumen aufstellbare Dampferzeuger (Niederdruckkessel) benutzt werden sollen;

Fig. 1.

Schema der Wasserrückführung.

Fig. 2.

2) wenn einfache, ein Vorgelege vermeidende Dampfturbinenkonstruktionen zur Verwendung kommen, z. B. Mehrstufenturbinen mit geringer Stufenzahl, wobei die Radgeschwindigkeiten den Dampfgeschwindigkeiten nur unvollkommen angepaßt werden können (ungünstiger »hydraulischer Wirkungsgrad«)[2]);

3) wenn die günstigste Umlaufzahl der Turbinen häufig herabgezogen wird (Fahrzeuge, Schiffsbetrieb usw.), also aus ähnlichen Gründen wie unter 2).

In all diesen Fällen ermöglicht der Regenerator mit einfachen Mitteln in recht vollkommener Weise, die Ueberhitzungswärme des Auspuffdampfes dem Dampferzeuger wieder zuzuführen, und es ist leicht ersichtlich, daß das Verfahren um so wertvoller wird, je höher die Dampftemperatur und je niedriger das Druckgefälle ist.

[1]) Z. 1904 S. 772.

[2]) Vergl. Stodola, Die Dampfturbinen, 2. Aufl. 1904 S. 352/53; auch Z. 1903 S. 339.

Der entstehende Vorteil in der Wärmeausnutzung beispielsweise für sogenannten Niederdruckbetrieb kann an Hand der folgenden Vergleichsrechnung leicht übersehen werden. In Fig. 2 sind einige Entropiediagramme für eine Ueberhitzung des Dampfes auf 300, 400, 500 und 600° C dargestellt. Die Ausrechnung dieser Prozesse ist mit und ohne Regenerierung in Zahlentafel 1 enthalten, wobei die Turbinenwirkungsgrade auf Grund der Ermittlungen an der Versuchsanlage angenommen worden sind. Strahlungs- und Druckverluste des Dampfes sind darin unberücksichtigt geblieben.

Zahlentafel 1.

Einstufiger Betrieb mit Regenerator.

Mechanischer Gesamtwirkungsgrad der Turbine einschließlich der Lager- und Vorgelegereibung $\eta_m = 0,55$ [1]).

Innerer mechanischer Wirkungsgrad der Turbine einschließlich der Ventilatorreibung des Rades $\eta_i = 0,58$.

	Niederdruckbetrieb, Druckgefälle 1 at auf 0,1 at abs.	gesättigter Dampf	überhitzter Dampf			
			300	400	500	600° C
1	theoretische Wärmeausnutzung (Prozeß-Wirkungsgrad) ohne Regenerator, Speisewasser 15° C . . . η_{th}	(I) 0,132	0,157	0,174	0,189	0,202
2	Verbesserung gegen (I) vH	—	19	32	43,2	53
3	theoretische Wärmeausnutzung (Prozeß-Wirkungsgrad) mit Regenerator . . . . η_r	0,139	0,164	0,189	0,211	0,233
4	Verbesserung gegen (I) . vH	5,3	24,2	43,2	59,8	76,5
5	effektive Wärmeausnutzung ohne Regenerator, Speisewasser 15° C . . . $\eta_e = 0,55\ \eta_{th}$	(II) 0,0725	0,0863	0,0959	0,1038	0,112
6	desgl. mit Regenerator . η_{er}	0,0763	0,0969	0,1127	0,1273	0,1421
7	Verbesserung durch den Regenerator . . . vH	5,2	12,3	17,5	22,6	27,9
8	desgl gegen (II) . . . »	5,2	33,6	55,4	75,5	96,0

[1]) Wenn $\eta_{(l+s)}$ den äußeren mechanischen Wirkungsgrad bezeichnet, so ist $\eta_m = \eta_i \cdot \eta_{(l+s)}$.

Es zeigt sich, daß durch die Ueberhitzung allein zwar eine bedeutende Verbesserung gegen Sattdampfbetrieb möglich ist, daß aber durch die Anwendung des Regenerators diese Verbesserung wesentlich erhöht wird. Unter Berücksichtigung der dynamischen Verhältnisse zeigt sich ferner noch ein weiteres Ansteigen der Verbesserungswerte (vergl. Zeile 8 gegen 4), bedingt durch die erhöhte Regenerierungsmöglichkeit infolge der in Wärme umgesetzten Reibungs-, Stoß- und Wirbelarbeiten.

Zwischenheizung (Zwischenüberhitzung).

In Fig. 3 ist das Betriebsschema für die Zwischenheizung einer Turbine mit 2 Druckstufen gegeben. Der Frischdampf wird zunächst im Hochdrucküberhitzer H_1 beheizt, strömt arbeitverrichtend und expandierend durch die Hochdruckturbine T_1, tritt aus dieser in den Niederdrucküberhitzer H_2, um hier von neuem beheizt zu werden, und gelangt so zur Arbeit in der Niederdruckturbine T_2, worauf er gegebenenfalls wie im früheren Betriebsschema durch den Regenerator R strömt und schließlich in bekannter Weise weiter benutzt oder in den Kondensator bezw. ins Freie entlassen wird.

Bei Turbinen mit mehreren Druckstufen (z. B. nach Zoelly, Rateau usw.) kann mit großem Vorteil die Ueberhitzung öfters unter Umständen gruppenweise wiederholt werden, und dies ist bequem dort durchzuführen, wo die Turbine in unmittelbarer Nähe des Kessels aufgestellt wird (Lokomobilanordnung). Dabei ist die Verteuerung der Turbinenausführung unerheblich, sofern die neuerdings ohnehin in den Vordergrund tretende Bauart der erwähnten Mehrstufenkonstruktion (Mehrkammerturbine) verwendet wird.

Nun haben insbesondre die neueren Studien gezeigt, daß das vorliegende System der Zwischenheizung im Dampfturbinenbetriebe keineswegs gleichbedeutend ist mit dem bekannten Verfahren der Zwischenüberhitzung bei Kolbenmaschinen. Besonders lehrreich und überzeugend ist hierfür der durch die englische Literatur bekannt gewordene Fall[1]), wo ausdrücklich erwähnt wird, daß die Anwendung solcher »Ueberhitzung« keine Verbesserung der Wärmeausnutzung an derselben Maschine gezeitigt habe, und daß später ausgeführte einzylindrige Turbinen ohne Zwischenheizung ein um 10 vH besseres Resultat ergeben hätten. Es war hier der bei der Kolbenmaschine wohl schwer vermeidliche Fehler gemacht worden, daß der Expansionsvorgang der ersten Stufe (es handelt sich um die »zweizylindrige« Elberfelder Parsons-Turbine) nicht unerheblich in das Sättigungsgebiet hineinreichte, so daß der Zwischenüberhitzer im wesentlichen nur als Verdampfer wirken konnte. Dann aber zeigt die Theorie, daß diese bei niedrigerem Druck zugeführte Verdampfungswärme schlechter ausgenutzt wird, als wenn sie bei hohem Druck im Kessel zugeführt würde. Ferner konnten solche Temperaturen, wie sie z. B. durch die Untersuchungen von Nadrowski und E. Lewicki als geeignet für den Turbinenbetrieb erkannt wurden, wohl überhaupt nicht erreicht werden, weil dort in üblicher Weise mit Frischdampf beheizt wurde.

Fig. 3.

Schema der Zwischenheizung einer Turbine mit 2 Druckstufen.

Fig. 4.

Hier wurde der leitende Gedanke der Nadrowskischen Vorstudien von ausschlaggebender Bedeutung, daß der Betrieb der »Turbine mit Regenerator« unter Anwendung solcher Temperaturen anzustreben sei, wie sie mit der Haltbarkeit der Turbine irgend vereinbar sind. Es wurde schon dort 1898 die Bedingung aufgestellt, daß das Treibmittel in den Stadien der Arbeitsabgabe (Expansionsvorgänge) den elastisch flüssigen Zustand zu behalten hätte[1]), d. h., daß sich alle Arbeitsvorgänge im Ueberhitzungsgebiet abspielen müßten, und gerade diese Bedingung gab denn auch dem vorläufig am besten durchführbaren Sonderfalle jenes Systems, nämlich des Heißdampfbetriebes mit der üblichen Spannungserzeugung (Dampfkessel oder Kondensator, oder beides zugleich), die Eigenschaft der Neuheit und erhöhten Wirtschaftlichkeit.

Der Kolbenmaschine gegenüber verdient ferner hervorgehoben zu werden, daß die dynamischen Vorgänge des Arbeitsprozesses in der Turbine von denjenigen der Kolbenmaschine, wie schon eingangs erwähnt, vollkommen abweichen, und zwar insofern, als die Turbine in der Niederdruckstufe nicht nur verhältnismäßig günstiger zu arbeiten vermag als in ihrer eigenen Oberstufe, sondern auch günstiger als eine unter gleichen Verhältnissen betriebene Niederdruck-Kolbenmaschine, während anderseits im Hochdruckgebiet die Kolbenmaschine wirtschaftlicher zu sein scheint als die Turbine[2]). Es kann daher die Vorschaltung einer Kolbenmaschine in dem neuen System unter Umständen nicht nur betriebstechnisch, sondern auch wirtschaftlich vorteilhaft sein.

Aus diesen Gründen wird man bestrebt sein, die größere Leistungshälfte der Niederdruckseite zuzuweisen, was durch die Zwischenheizung gut gelingt. Legte man hingegen bei gleicher Gesamtenergie die ganze oder den Hauptteil der Ueberhitzung vor die Oberstufe, so müßte infolge der Diagrammverbreiterung die Fläche so geteilt werden, daß die Hochdruckturbine einen höheren Auspuffdruck erhielte und daher größere Ventilationsverluste aufwiese, als wenn man diese Energiezufuhr (Diagrammverbreiterung) erst durch die Zwischenheizung bewirkte und damit den Auspuffdruck der Oberstufe tiefer legte. Ein Beispiel dafür bildet Versuch Nr. 1 im Vergleich mit Versuch Nr. 3 in Zahlentafel 5 (s. weiter unten).

Betrachtet man das Wärmediagramm, Fig. 4, so stellt die schräg schraffierte Fläche den theoretischen Arbeitsprozeß einer Maschine ohne Zwischenüberhitzung dar, die bei 6 at Ueberdruck, 300° C Dampftemperatur und 0,1 at abs. Gegendruck arbeitet. Ihr theoretischer Arbeitsprozeß zeigt im günstigsten Falle, d. h. bei Speisung mit Kondensat, eine verfügbare Wärmeausnutzung (verfügbare Energie aus der gesamten Wärmezufuhr) von 0,26. Denkt man sich dagegen eine solche Turbine mit beispielsweise 2 Druckstufen mit der Zwischenheizung derart ausgerüstet, daß ihr theoretischer Arbeitsprozeß in der Hochdruckstufe schon im Diagrammpunkte *f*, Fig. 4, etwa bei atmosphärischer Spannung endige[3]), worauf der austretende Dampf bei diesem Drucke beispielsweise auf rd. 500° überhitzt und in die Niederdruckturbine geleitet werde, so wird für diese Niederdruckstufe die Energie *gh* gleich 155 WE gegen *fe* gleich 80 WE (ohne Zwischenüberhitzung) verfügbar. Der thermische Wirkungsgrad des theoretischen Verbundprozesses mit Regenerator ergäbe sich zu 0,302 statt zu 0,26, also 16 vH besser.

Berücksichtigt man ferner die dynamischen Verhältnisse, etwa unter Zugrundelegung der an der Versuchsanlage ermittelten Maschinenwirkungsgrade, nämlich an der Hochdruck-

[1]) Electrical Review 14. Nov. 1902 S. 807/08 und 21. Nov. 1902 S. 853/54.

[1]) s. u. a. belgisches Patent Nr. 139467 von 1898. Dieses Maschinensystem verfolgt den Gedanken der geschlossenen Dampf- bezw. Gasturbine mit Regenerator (»Gleichdruck-Gasturbine«), wobei die Erzeugung des Druckgefälles beliebig gedacht ist. Das hier behandelte Dampfturbinensystem stellt somit den gegen den idealen Fall der reinen Gasturbine grundsätzlich minderwertigen Sonderfall dar, wo die Spannungsdifferenz durch den Dampfkessel und den Kondensator erzeugt wird. Näheres in späterer Veröffentlichung a. a. O.

[2]) Vergl. Josse, Z. 1904 S. 970, und Linde, Z. 1903 S. 1513.

[3]) Dieser Diagrammpunkt *f* fällt theoretisch schon ins Sättigungsgebiet. Obwohl nun, wegen der bereits in der Düse eintretenden Ueberhitzung des Dampfes, die Dampfnässe weniger als 1 vH beträgt, so wird doch die grundlegende, soeben ausgesprochene Erkenntnis verlangen, daß die Eintrittstemperatur statt 300 etwa zu 330° C genommen wird, weil man dann erst mit Sicherheit im Ueberhitzungsgebiet bleibt. Für die folgenden Vergleiche ist dieser Umstand jedoch belanglos.

Zahlentafel 2.

Zweistufiger Betrieb mit Zwischenheizung und Regenerator.

Turbinenwirkungsgrad für einstufigen Betrieb: η_m 0,49, η_i 0,52 [1]).
» » zweistufigen » H.-D. 0,43, 0,45,
» » » » N.-D. 0,55, 0,58.

	Betriebsart	einstufig. Betrieb	zweistufiger Betrieb				
1	Druckstufe in at abs. .	7 auf 0,1	7 auf 1 und 1 auf 0,1				
2	obere Temperatur bezw. Temperaturen des Prozesses in °C . . .	300	H.-D. N.-D.	300 300	300 400	300 500	300 600
3	Wirkungsgrad des theoretischen Prozesses .	0,260		0,265	0,284	0,302	0,319
4	effektive Wärmeausnutzung ohne Kesselverlust	0,129		0,150	0,164	0,177	0,190
5	Verbesserung im Prozeß in vH	0		2,0	9,2	16,1	22,7
6	desgl. in der effektiv. Wärmeausnutzung in vH	0		16	27	37	47

[1]) Bedeutung der Bezeichnungen wie in Zahlentafel 1.

Verbesserung der Wärmeausnutzung spielen und sogar dort einen erheblichen Vorteil der Verbundanordnung herbeiführen, wo die kleinen Vorteile des theoretischen Prozesses durch Komplikation und die noch unberücksichtigten Verluste der Arbeitsteilung eine wirkliche Verbesserung noch nicht aufkommen lassen. Die nachfolgenden Untersuchungsergebnisse haben trotz der verhältnismäßig niedrigen Temperaturen hierfür bereits den praktischen Beweis erbracht; jedoch sind, wie leicht erkannt werden kann, noch erhebliche Verbesserungen in der Wärmeausnutzung zu erwarten, sobald die Temperaturen für die Niederdruckstufe durch geeignete Ueberhitzerkonstruktionen auf 500 bis 600° C gebracht werden, was sich ermöglichen läßt, wenn man bedenkt, daß diese Ueberhitzung bei angenähert atmosphärischer Pressung, also ohne Ueberdruckbeanspruchung der Ueberhitzerrohre, erfolgen kann. Geeignete feuerbeständige Materialien sind dafür zu finden. Ferner ergibt die erwähnte wiederholte Ueberhitzung bezw. Wiedererhitzung des Dampfes bei mehr als zweistufigen Turbinen selbst mit verhältnismäßig niedrigen Temperaturen (400°) effektive Wärmeausnutzungen, die die günstigsten in der Zahlentafel angegebenen noch überschreiten[1]). In beiden Fällen wird der Einfluß der latenten Wärme auf den Prozeß wegen des großen Betrages der zugeführten Ueberhitzungswärme stark vermindert. Man nähert sich — im ersten Falle wegen der sehr hohen Anfangstemperatur, im zweiten Falle wegen der Annäherung an einen isothermischen Expansionsvorgang bei ziemlich hoher Temperatur — den Wärmeausnutzungsgraden der Gasmaschine.

Fig. 9. Turbodynamo der Versuchsanlage.

turbine $\eta_m = 0{,}43$, $\eta_i = 0{,}45$, an der Niederdruckturbine 0,55 bezw. 0,60, während für den einstufigen Betrieb bei derselben Turbine nur 0,49 effektive Ausnutzung der verfügbaren Energie gefunden wurde, so ergeben sich die effektiven Wärmeausnutzungen der beiden Systeme, wie sie in Zahlentafel 2 verzeichnet sind.

Die Zahlentafel zeigt durch den Vergleich von Zeile 5 und 6 deutlich, daß neben den thermischen vorwiegend die dynamischen Eigenschaften[1]) der Turbine eine Rolle bei der

Für die erste praktische Anwendung des Verfahrens (Versuchsanlage) sollte von dieser Erkenntnis noch kein Gebrauch gemacht werden; vielmehr wurden die Temperaturen auf dasjenige Maß beschränkt, welche erfahrungsgemäß bei den üblichen Ueberhitzerkonstruktionen als bewährt gelten kann.

[1]) Wie weit die hier gefundenen Verhältnisse auch für andre Turbinenkonstruktionen zutreffen, mag zunächst dahingestellt bleiben. Der Konstrukteur hat es gewiß in der Hand, die hier gefundene bedeutende Abweichung der mechanischen Wirkungsgrade der einzelnen Stufen gegebenenfalls zu verringern; immerhin steht die Abnahme der Reibungsverluste, Spaltverluste und dergl. mit der Verdünnung des Treibmittels bei der Dampfturbine im ursächlichen Zusammenhange.

[1]) Näheres darüber in einer späteren Veröffentlichung.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 8.

Fig. 5 bis 8.

Versuchsanlage.

Es wurde diejenige Ausführungsform gewählt, für welche sich die Zwischenüberhitzung und die Anwendung hoher Temperaturen wegen des Fortfalles freiliegender Leitungen am günstigsten gestalten mußten.

Die Versuchsanlage.

Die Anlage ist nach Maßgabe der Figuren 5 bis 8 für eine Leistung von normal 100 PS_e erbaut worden und befindet sich in einem Wellblechschuppen im Hofe des Maschinenlaboratoriums A der Technischen Hochschule Dresden seit Ende 1903 im Betrieb, und zwar neben ihrer Eigenschaft als Versuchsanlage als vorübergehende bezw. Reserve-Betriebsanlage zur Versorgung der Neubauten der Technischen Hochschule mit elektrischer Energie, wie schon eingangs erwähnt.

Es wurde ein liegender Walzenkessel mit sehr weitem Flammrohr (Stufenrohr nach Paucksch) aufgestellt, welches den Einbau der Ueberhitzer gestattete; seitlich davon im Wasserraume liegt der Regenerator, Fig. 7, bestehend aus einer Anzahl von Rohren, die in die Stirnwände des Kessels eingewalzt sind. Auf dem Rücken des Kessels ist nach Art einer Lokomobilmaschine die Turbodynamo montiert, bestehend aus einer 100 pferdigen und einer 50 pferdigen normalen Laval-Turbine, die unter sich und mit einer Doppeldynamo von Siemens & Halske gekuppelt sind; s. Fig. 9. Der Ueberhitzer ist in üblicher Weise aus Rohrschlangen gebildet. Die innere Hauptspirale, Fig. 5, dient als Ueberhitzer für die Hochdruckturbine, die herumliegenden Nebenspiralen bilden in Parallelschaltung den Niederdrucküberhitzer. Dampfführung und Betrieb vollziehen sich wie in Fig. 1 und 3 angegeben. Doch sind aus Versuchsrücksichten auch Einrichtungen zur bequemen Parallelschaltung beider Ueberhitzer getroffen, so daß auch die Heizflächen außerordentlich groß gewählt, als es die Ueberhitzer größer und verwickelter erscheinen, als es für eine endgültige Ausführung nötig ist. Für später sind

Fig. 7.

wesentlich einfachere Anordnungen sowohl der Ueberhitzer[1]) als der Turbinen sowie des ganzen Zusammenbaues geplant. Im allgemeinen können normale Kessel und Ueberhitzer zur Anwendung kommen.

Aus dem Regenerator gelangt der Dampf durch einen Speisewasservorwärmer bekannter Konstruktion in einen Oberflächenkondensator, dessen Naßluftpumpe durch einen Elektromotor angetrieben wird[2]).

Die Wirkung eines unter dem Kessel liegenden, aus einer Rohrschlauge bestehenden und nicht mit mechanischen Reinigungsvorrichtungen versehenen Rauchgasvorwärmers wurde nach kurzer Betriebzeit, vermutlich durch den Rußansatz, verschwindend klein und konnte bei der Berechnung außer Betracht bleiben.

Es braucht wohl kaum erwähnt zu werden, daß die Versuchsanlage nur in ihrer Allgemeinheit als typische Ausführung bezeichnet werden kann; keinesfalls gilt dies für die Einzelheiten, die selbstverständlich den Erfahrungen und Fabrikationseigenheiten des ausführenden Werkes angepaßt werden können.

(Schluß folgt.)

[1]) Von dem praktisch unbequemen Einbau des Ueberhitzers in das Flammrohr kann ohne Schaden Abstand genommen werden.

[2]) Der Kessel ist erbaut von der A.-G. H. Paucksch (Landsberg), die Turbodynamo von der Maschinenbauanstalt Humboldt (Kalk) und den Siemens-Schuckert-Werken, während der Kondensator von Balcke & Co. (Bochum) geliefert worden ist.

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Forts. von S. 1755)

C) Tenderlokomotiven.

Im ganzen waren drei Tenderlokomotiven ausgestellt, und zwar zwei $^{2}/_{2}$-gekuppelte und eine $^{3}/_{3}$-gekuppelte. Zwei waren von der Firma Henschel & Sohn in Kassel gebaut: eine $^{2}/_{2}$-gekuppelte Tenderlokomotive für Normalspur und eine $^{3}/_{3}$-gekuppelte für Schmalspur. Da Gesamtanordnung und Ausführung der Einzelteile dieser beiden Lokomotiven den bei uns allgemein üblichen Konstruktionen entsprechen, so soll an dieser Stelle von ihrer Beschreibung Abstand genommen und nur auf die dritte der drei Tenderlokomotiven eingegangen werden, die in einer amerikanischen Werkstatt gebaut war.

33) $^{2}/_{2}$-gekuppelte Tenderlokomotive der Dickson Works.

Die Lokomotive ist in den Dickson-Werken der American Locomotive Company für den eigenen Betrieb dieser Werke gebaut und zeigt die in den Vereinigten Staaten allgemein übliche Anordnung der Tenderlokomotiven für Schmalspurbahnen, Fig. 538 bis 540.

Der Raddruck beträgt 3,5 t, ist also nach unsern Begriffen für eine Spurweite von 915 mm ungewöhnlich groß. Demgemäß entspricht auch die Leistung derjenigen einer dreifach gekuppelten Lokomotive dieser Type auf unserm Festlande.

Die Wahl der Hauptabmessungen erscheint in jeder Hinsicht günstig; weniger glücklich ist dagegen die Anordnung der Hauptteile. Schuld trägt daran in erster Linie das Mißverhältnis zwischen Radstand und Baulänge der Lokomotive. Da nämlich der Wasserbehälter in der üblichen amerikanischen Ausführungsweise in Form eines zylindrischen Mantels oberhalb und zu beiden Seiten des Langkessels angeordnet ist, so wird der Kessel im Durchmesser stark beeinträchtigt, muß demnach zur Erzielung der erforderlichen Heizfläche eine nicht unbeträchtliche Länge erhalten. Daraus erklärt sich der Uebelstand, daß die Gesamtlänge der Lokomotive, gemessen von Kupplung zu Kupplung, beinahe das Vierfache (5944 mm) des Radstandes (1524 mm) beträgt. Davon entfallen 2489 mm auf den über die hintere Triebachse überhängenden Teil, der infolge des Führerhauses und der Feuerbüchse ein ziemlich beträchtliches Gewicht hat. Nickende Bewegungen der Lokomotive als Folge von Gleisunebenheiten machen sich deshalb sehr unliebsam bemerkbar. Da namentlich bei ganz gefülltem Wasserbehälter der Schwerpunkt der Lokomotive verhältnismäßig hoch liegt, so ist starkes Schwanken in der Achsbelastung und Neigung der Vorderachse zum Aufklettern in Kurven bei erheblicher Entlastung nicht ausgeschlossen.

Der Kessel gehört der Straight-Type an. Die Feuerbüchse reicht hinter der zweiten Triebachse tief nach unten, damit eine möglichst ausgiebige direkte Heizfläche erzielt wird. Das Verhältnis der unmittelbaren zur gesamten Heizfläche ist dementsprechend sehr günstig; es beläuft sich auf 11,4 vH. Der Langkessel besteht aus zwei zylindrischen Kesselschüssen und der Rauchkammer.

Der Rahmen aus Stahlguß ist in der Mitte zur Aufnahme der Achslager in der üblichen Weise gabelförmig ausgebildet und am hinteren Ende plattenförmig ausgezogen.

Das Sattelstück nebst Zylindern und Schiebergehäusen zeigt die übliche Ausführung. Die Zylinder werden durch Flachschieber gesteuert.

Das Triebwerk und die Steuerung bieten nichts Bemerkenswertes.

Die Räder werden einseitig gebremst. Die beiden Bremsschuhe liegen zwischen den Achsen, so daß der Bremsdruck auf die Kuppelstangen übertragen wird.

Der Wasserbehälter umschließt, wie aus Fig. 539 ersichtlich ist, den oberen Teil des Kessels in Gestalt eines zylindrischen Mantels. Diese Ausführung unterscheidet sich von

Fig. 538 bis 540. $^{2}/_{2}$-gekuppelte Tenderlokomotive der

derjenigen auf unserm Festland und ist bei der Anordnung des amerikanischen Laufgestelles die einzig mögliche, da die Unterbringung innerhalb des Rahmens durch die innen liegende Stephenson-Steuerung verhindert wird, die Anordnung zu beiden Seiten des Langkessels durch den Mangel an geeigneter Verbindung des Wasserkastens mit dem Rahmen.

Die Kohle ist in Kasten zu beiden Seiten der Feuerbüchse unmittelbar vor dem Führerhaus untergebracht.

D) Gebirgslokomotiven.

An dieser Stelle sei noch einer eigenartigen Lokomotive Erwähnung getan, die sich in ihrer ganzen Bauart von den übrigen Ausstellungslokomotiven unterschied und wohl auch den meisten europäischen Fachleuten unbekannt ist.

34) $^{6}/_{6}$-gekuppelte Gebirgslokomotive der Lima Locomotive and Machine Co. in Lima, Ohio.

Diese nach dem Patent des Oberingenieurs Shay gebaute und nach ihm benannte Gebirgslokomotive, Fig. 541 bis 543, wird von den Lima Locomotive Works als einziger Lokomotivfabrik seit mehr als 20 Jahren auf den Markt gebracht und erfreut sich in den Vereinigten Staaten, namentlich im Westen, trotz der ihr anhaftenden, im System begründeten Mängel einer von Jahr zu Jahr zunehmenden Bedeutung. Während sie in ihren ersten Anfängen lediglich für Holztransport namentlich in den Gebirgswaldungen der Rocky Mountains und der Sierra Nevada Verwendung fand, hat sie im Laufe der Zeit unter mannigfacher Umgestaltung ein immer größeres Gebiet im regelmäßigen Personen- und Güterverkehr zu erobern gewußt.

In allen Fällen handelt es sich um die Beförderung großer Zuglasten auf Bahnen mit starken Steigungen und engen Kurven, deren Oberbau in vielen Fällen nur sehr geringen Ansprüchen gerecht wird; s. Fig. 544. Daraus ergeben sich für die Bauart von selbst folgende Bedingungen: großes Reibungsgewicht, große Kurvenbeweglichkeit und kleiner Raddruck.

Für diese Forderungen ist die Shay-Lokomotive zweifellos ungleich besser geeignet als die nach Fairlie, Meyer, Mallet-Rimrott, Hagans und andern ausgeführten Bauarten, die auf unserm Festlande für den vorliegenden Zweck Verwendung finden.

Das hohe Reibungsgewicht wird bei der Shay-Lokomotive ebenso wie bei den andern Systemen durch eine möglichst große Zahl von Treibachsen erreicht. Während aber alle andern Bauarten zur vollen Ausnutzung des gesamten vorhandenen Dienstgewichtes die Kohlen- und Wasservorräte seitlich und unterhalb des Kessels (zwischen dem Rahmen) unterbringen müssen und daher erhebliche Raddrücke in diesem Fall nicht zu vermeiden sind, ordnet Shay die Speisevorräte für den Kessel hinter der eigentlichen Lokomotive an und verwendet die für ihre Stützung erforderlichen Achsen ebenfalls zu nutzbarem Reibungsgewicht. Dabei gestattet ihm der eigenartige Antrieb der Treibräder, zur Stützung von Lokomotive und Tender soviel Achsen anzubringen, wie zur Kleinhaltung des Raddruckes erforderlich erscheinen, und hierin liegt ein großer Vorzug der Shay-Lokomotive begründet. Nach dem Gesagten sind also grundsätzlich sämtliche Achsen, auch die des Schlepptenders, stets Treibachsen.

Die größtmögliche Kurvenbeweglichkeit wird bei der erheblichen Baulänge der Lokomotive mit Schlepptender durch ausschließliche Verwendung von zweiachsigen Drehgestellen erreicht, die gegen den Hauptrahmen abgefedert sind. Die Anzahl der Achsen ist somit stets eine gerade. Die leichtesten Lokomotiven dieser Bauart (18 bis 50 t Gewicht) haben zwei Drehgestelle, solche mittlerer Leistung, wie die Ausstellungslokomotive (60 bis 90 t), drei und diejenigen schwerster Bauart (120 bis 135 t) vier Drehgestelle.

Die Ausstellungslokomotive hat bei einem Dienstgewicht von 59 t und 6 Triebachsen einen durchschnittlichen Raddruck von nur 4,9 t.

Die Uebertragung der Bewegung von der Dampfmaschine

Fig. 541 und 542.

$^{6}/_{6}$-gekuppelte Gebirgslokomotive der Lima Locomotive and Machine Co.

Dickson Works.

senkrechter Richtung bei Ueberwindung von Gleisunebenheiten haben müssen, so folgt daraus eine Unterteilung der Antriebwelle in einzelne Glieder in der Weise, daß diese Glieder sich nach allen Richtungen hin frei bewegen müssen, ohne dabei die zwangläufige gleichmäßige Drehung der ganzen Antriebwelle zu unterbrechen.

Zum Teil sind diese Glieder — und zwar diejenigen, welche die Kegelräder zur Bewegungsübertragung auf die Treibachsen tragen — an dem Rahmen der Drehgestelle fest gelagert. Ein weiteres Glied, das als Kurbelwelle der Dampfmaschine dient, ist mit dem Dampfmaschinenrahmen ebenfalls fest verbunden. Die verbleibenden Glieder stellen die Verbindung der festgelagerten Glieder untereinander her und sind zwecks Verstellbarkeit der festen Glieder gegeneinander mit Cardanischen Gelenkkupplungen und zum Ausgleich der Längen in Kurven und bei verschiedenen Höhenlagen der Drehgestelle mit prismatischen Ausdehnungskupplungen versehen.

Aus dem Gesagten ergeben sich bei n Drehgestellen im allgemeinen $2n+1$ Glieder, $2n$ Gelenkkupplungen und n Ausdehnungskupplungen.

Die stehend angeordnete Dampfmaschine befindet sich auf der rechten Maschinenseite unmittelbar vor dem Führerhaus und hat in der Regel drei, nur bei kleinen Lokomotiven

Fig. 543. Gebirgslokomotive Bauart Shay.

Fig. 544 Schwerer Zug mit Shay-Lokomotive.

auf die Treibachsen erfolgt durch eine auf der rechten Maschinenseite außerhalb des Rahmens in Höhe der Radmittelpunkte wagerecht durchlaufende Welle, welche bei Stellung der Lokomotive in der Geraden der Längsachse der Lokomotive parallel ist. Auf dieser Welle sind Kegelräder aufgekeilt, die in entsprechende, auf den Treibachsen fliegend angeordnete Kegelräder eingreifen. Da nun die einzelnen Drehgestelle freie Beweglichkeit sowohl um ihren Drehpunkt als auch nach beiden Seiten und die einzelnen Achsen Spielraum in

von 9 bis 16 t Gewicht zwei Dampfzylinder, die auf einem gemeinsamen, als Dampfkammer dienenden Gußstück aufgebaut sind.

Die Dampfkammer ist unmittelbar an der äußeren Feuerbüchs-Seitenwand befestigt; sie dient zur Verteilung des Frischdampfes auf die drei Zylinder wie zur Vereinigung des Abdampfes in einem gemeinsamen Sammelrohr, das an der Außenseite des Langkessels entlang zur Rauchkammer und zum Blasrohr führt.

Die Maschinenbalken nebst Kurbellagern bestehen aus Stahlguß und sind einerseits an dem

jeweiligen Zylinder befestigt, anderseits durch eine gemeinsame Stahlplatte mit dem Hauptrahmen verbunden. Um diese gleichzeitige Befestigung an der Feuerbüchse und dem Rahmen zuzulassen, ist der Kessel nicht wie sonst üblich an der Rauchkammer mit dem Rahmen fest verbunden, sondern an der Feuerbüchse, so daß an dieser Stelle keine Längsverschiebungen zwischen Kessel und Rahmen infolge von Temperaturunterschieden auftreten.

Die drei Kurbeln der Dampfmaschine sind um 120° gegeneinander versetzt, so daß die hin und her gehenden Triebwerkmassen ausgeglichen sind.

Da die zur Verfügung stehende Bauhöhe für die Dampfmaschine beschränkt ist, so sind die Pleuelstangen sehr kurz, haben somit große Kreuzkopfdrücke zur Folge.

Die Steuerwelle für die drei Schwingen befindet sich etwa in der Mitte zwischen Zylindermitte und Kurbelwelle.

Der Kessel gehört der Extended wagon top-Klasse an. Die Feuerbüchse ist innerhalb des Rahmens sehr tief herabgezogen, um die unmittelbare Heizfläche möglichst groß zu machen. Das Verhältnis der unmittelbaren zur gesamten Heizfläche ist auch dementsprechend günstig und beträgt 9,3 vH.

Die mittelbare Heizfläche besteht aus 156 Heizröhren von 50,8 mm äußerem Dmr. und 3334 mm Länge.

Der Kessel ist, wie schon oben erwähnt, an der Feuerbüchse mit dem Rahmen durch je drei starke Stahlgußträger zu beiden Seiten fest verbunden und ruht mit dem Rauchkammer-Sattelstück auf dem Rahmen lose auf, um Verschiebungen in der Längsrichtung unter dem Einfluß der Temperatur Rechnung zu tragen.

Die Längsachse des Kessels fällt mit derjenigen des Rahmens nicht zusammen, ist vielmehr um 230 mm nach links gerückt, um der auf der rechten Seite des Kessels überhängenden Dampfmaschine das Gleichgewicht zu halten. Die Verschiebung des Kessels ist auch schon deshalb erforderlich, weil bei normaler Lage des Kessels innerhalb des lichten Profiles nicht Platz genug zur Unterbringung der Dampfmaschine vorhanden wäre.

Die Durchbildung des Hauptrahmens ist im vorliegenden Fall außerordentlich einfach, da Achslagerhalter nicht vorhanden sind. Der Rahmen besteht aus zwei durchlaufenden I-Trägern von 450 mm Höhe, die an der Stelle, wo die Dampfmaschine befestigt ist, durch ein Sprengwerk, bestehend aus Zugstange und zwei Druckstützen, noch besonders versteift sind. Die Quer- und Schrägversteifung der beiden Längsträger erfolgt durch die beiden Querträger, die zur Aufnahme des Drehzapfens für die Drehgestelle dienen, und durch eine weitere Reihe von senkrechten und wagerechten Blechträgern.

Der Hauptrahmen ragt hinten über das Führerhaus hinaus zur Aufnahme des Kohlenbehälters, der 4,5 t Kohle faßt. Der Hauptrahmen wird durch zwei Drehgestelle gestützt, von denen das eine unmittelbar hinter der Rauchkammer, das andre unter dem Kohlenbehälter gelagert ist.

Der von einem Drehgestell getragene Schlepptender dient lediglich zur Aufnahme von 11,4 cbm Wasser.

Die Drehgestelle sind mit großer Sorgfalt abgefedert. Die rechtsseitigen Lager nehmen außer den Zapfen der Treibachsen auch die wagerechte Antriebwelle auf. Die linkseitigen Lager sind durch Ausgleichhebel miteinander verbunden.

Das Betriebsgewicht oder — was in diesem Fall gleichbedeutend ist — das Reibungsgewicht beträgt 59 t, entspricht somit dem Reibungsgewicht der leistungsfähigsten vierfach gekuppelten Güterzuglokomotiven unsres Festlandes.

Die schwerste Lokomotive dieser Bauart, die von der Lima Locomotive Co. vor etwa $1^1/_2$ Jahren für die Chesapeake and Ohio R. R. gebaut worden ist, hat ein Reibungsgewicht von 136 t, das auf vier zweiachsige Drehgestelle verteilt ist. Diese Lokomotive übertrifft somit das Reibungsgewicht der $^5/_7$-gekuppelten Güterzuglokomotive der Atchison, Topeka and Santa Fé R. R., Nr. 31, noch beträchtlich und bleibt nur wenig hinter demjenigen der $^6/_6$-gekuppelten Mallet-Lokomotive der Baltimore and Ohio R. R., Nr. 32, zurück.

Aus dem Inhalt der drei Zylinder und der Kesselspannung von 14 at ergibt sich nach der bekannten Gleichung eine größte Zugkraft von 6500 kg ohne Berücksichtigung des Uebersetzungsverhältnisses der Kegelräder von 2,4, und mit dessen Berücksichtigung eine größte Zugkraft von 15400 kg. Die Lokomotive ist demnach imstande, selbst bei mangelhaftem Oberbau auf einer Steigung von 4 vH einen Zug von 250 bis 300 t mit Sicherheit zu befördern.

Die Lokomotive ist für Kurven mit einem Mindestradius von 100 m gebaut.

Die Abmessungen des Kessels sind in jeder Beziehung zutreffend gewählt. Auf das günstige Verhältnis der direkten zur indirekten Heizfläche ist oben schon hingewiesen. Das Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche = 45,4 ist nicht weniger günstig. Der Verdampfungsfaktor oder das Verhältnis der größten Zugkraft (= 6500 kg gesetzt) zur Heizfläche beträgt 0,073, der Gütefaktor der Heizfläche oder das Verhältnis aus dem Produkte der Zugkraft und dem Treibraddurchmesser (= 914 mm) zur Heizfläche 0,0666. Ein Vergleich dieser Werte mit denjenigen der Spalten 8 und 9 in Zahlentafel 2 (Z. 1904 S. 1691) beweist, wie günstig die Beanspruchung des Kessels bei dieser Lokomotive ist. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß das Feuer außerordentlich gleichmäßig angefacht wird und die Verdampfung einen dementsprechend hohen Wert besitzt, da auf eine Umdrehung der wagerechten Antriebwelle 6 Dampfschläge, auf eine Umdrehung der Treibachsen unter Berücksichtigung der Kegelradübersetzung mehr als 14 Dampfschläge kommen.

Diesem und den schon eingangs betonten Vorzügen stehen nun eine Reihe Nachteile gegenüber, die dieser Gebirgslokomotive in demselben Maß anhaften wie den verwandten Bauarten unsres Festlandes, und die sich hier wie dort aus der Forderung der Kurvenbeweglichkeit des Triebwerkes ergeben.

Zunächst gibt schon die Befestigung der Dampfmaschine an der Feuerbüchswand zu Uebelständen Veranlassung, insofern die Zugänglichkeit zu den Stehbolzen an dieser Stelle erheblich erschwert ist und die Stehbolzen durch das Rütteln und Stoßen der Dampfmaschine, insbesondre aber durch die periodisch auftretenden Kreuzkopfdrücke, die infolge der kurzen Pleuelstangen groß sind, ungünstig beeinflußt werden.

Bedenklich aber ist die Anordnung des Triebwerkes mit seinen zahlreichen Kegelrädergetrieben, Gelenk- und Ausdehnungskupplungen, die außerdem noch tief gelagert werden müssen und dadurch dem Schmutz, Schnee und den während der Fahrt auf das Schienenbett gelangenden Gegenständen allzu sehr ausgesetzt sind. Rascher Verschleiß und gelegentliche Brüche sind daher kaum zu vermeiden. Ganz besonders ungünstig gestalten sich die Verhältnisse für die Kegelrädergetriebe auch noch dadurch, daß der richtige Eingriff durch die Abnutzung der Treibachslager sowie durch senkrechte Bewegung der Treibachsen infolge von Unebenheiten der Gleise gestört wird.

Auch diese Bauart bietet somit keine einwandfreie Lösung für die kurvenbewegliche Gebirgslokomotive.

Im folgenden sind noch die Hauptabmessungen der Ausstellungslokomotive zusammengestellt.

Dampfzylinder: Zahl	3
Dampfwirkung	Zwilling
Durchmesser	305 mm
Hub	380 »
Treibräder: Zahl	12
Durchmesser	915 mm
Feuerbüchse: Länge	1842 »
Breite	1118 »
Langkessel: Durchmesser	1512 »
Siederohre: Zahl	156
Länge	3334 mm
Durchmesser	50,8 »
Heizfläche: Feuerbüchse	8,3 qm
Siederohre	80,8 »
insgesamt	89,1 »
Rostfläche	1,96 »
Kesseldruck	14 at
größte Zugkraft	15400 kg

Adhäsionsgewicht	59 t
Gesamtgewicht	59 »
Treibachsstand: Lokomotive	8966 mm
Tender	1320 »
Gesamt-	12173 »
Gesamtlänge von Lokomotive und Tender	14650 mm
Tender: Gewicht (leer)	10,4 t
Kohle	4,5 »
Wasser	11,4 cbm
Spurweite	1435 mm

(Schluß folgt.)

Neuere Motorboote mit Verbrennungskraftmaschinen.

Von W. Kaemmerer.

Die Dampfmaschine hat als treibende Kraft für Schiffe heute schon einen derartigen Grad der Vollendung erreicht, daß keine wesentlichen Fortschritte in ihrer Konstruktion mehr zu erwarten sind. Man kann daher, wenn man sie mit andern Kraftmaschinen vergleicht, bereits ein abschließendes Urteil über die Wirtschaftlichkeit des Betriebes fällen, das auch für die nächste Zukunft maßgebend sein wird. Wenn man noch größere Wirtschaftlichkeit erzielen will, wird man sich nach andern Krafterzeugern umsehen müssen. In erster Linie erscheint die Dampfturbine geeignet, die Dampfkolbenmaschine aus dem Schiffsbetrieb zu verdrängen, wie der stetig zunehmende Bau von Turbinenschiffen zeigt. Die Verbrennungskraftmaschine, die konstruktiv bereits viel weiter als die Dampfturbine durchgebildet ist, hat ungeachtet der vielen Vorteile, die sich sonst für mannigfache Zwecke bieten, bisher im Schiffsbetriebe nur sehr geringe Anwendung, und zwar fast ausschließlich in der Kleinschiffahrt, gefunden.

Als Vorteil der Verbrennungskraftmaschine gegenüber der Dampfmaschine kommt für Schiffe hauptsächlich der Fortfall von Dampfkessel und Kondensator in Betracht. Was hierdurch an Raum und Gewicht gespart wird, ist so bedeutend, daß dafür manche der später zu erwähnenden Nachteile der Verbrennungskraftmaschine in den Kauf genommen werden können. Stete Betriebsbereitschaft ist ein weiterer Vorteil der Boote mit Verbrennungskraftmaschinen, der besonders für Fahrzeuge der Kriegsmarine wichtig ist. Ferner ist, da keine Feuerung beschickt zu werden braucht, weniger Bedienungsmannschaft nötig, so daß, da auch die Maschine wenig Wartung bedarf, bei kleineren Motorbooten Steuermann und Maschinist in einer Person vereinigt werden können, wodurch die Manövrierfähigkeit des Bootes gewinnt.

Die Feuersgefahr ist bei der Verwendung von flüssigem Brennstoff auf Schiffen und Booten nicht viel größer als bei Kohlen; immerhin ist bei elektrischer Zündung Vorsicht geboten, wenn der Maschinenraum völlig geschlossen ist. Sehr zu empfehlen ist es, den größten Teil des flüssigen Brennstoffes in einem besondern, durch Schotten abgeschlossenen Raum unterzubringen, der auch durchlöchert sein und beständig mit dem Außenwasser in Verbindung stehen kann. Nur der zum unmittelbaren Speisen der Verbrennungskraftmaschine benutzte Brennstoff sollte sich im Maschinenraum in einem kleinen Behälter befinden, von dem ein Rohr nach außenbords führt, um etwa durchsickerndes Petroleum, Benzin und dergl. abzuleiten. Hierdurch wird vermieden, daß sich der Brennstoff in der Bilge sammelt und dort durch Unachtsamkeit entzündet werden kann.

Als Hauptnachteil bei der Verwendung von Verbrennungskraftmaschinen zum Schiffsbetrieb ist anzusehen, daß besonders größere Maschinen schwer anspringen, und daß es bisher noch keine zuverlässige Konstruktion gibt, welche das Umsteuern der Maschine ermöglicht. Um kleinere Maschinen dieser Art in Bewegung zu setzen, genügt eine von Hand betriebene Drehvorrichtung; bei größeren muß dagegen eine Hülfsmaschine angewandt werden, die entweder unmittelbar mit der Hauptmaschine in Verbindung gebracht oder durch eine Druckluftpumpe betrieben wird, wobei die Druckluft durch besondre Ventile in den Zylinder der Hauptmaschine geleitet wird. Bei Unterseebooten verwendet man auch den von einer Akkumulatorenbatterie gespeisten Elektromotor zum Anlassen der Verbrennungskraftmaschine.

Zum Rückwärtsfahren wird bei Motorbooten entweder eine zwischen Schraubenwelle und Maschine eingeschaltete Umkehrkupplung oder eine Wendeschraube benutzt. Beide Mittel eignen sich aber nur für kleinere Maschinen, und hierin liegt wohl auch der Hauptgrund, weshalb Verbrennungskraftmaschinen bisher noch nicht zum Antrieb von größeren Schiffen verwendet werden. Immerhin steht zu hoffen, daß die Umkehrkupplungen auch noch für stärkere Maschinenleistungen als bisher ausgebildet werden, wobei auf die von Professor Hele Shaw unlängst angestellten Versuche mit der von ihm erfundenen Kupplung hingewiesen sei. Es wäre auch denkbar, daß man zum Rückwärtsfahren, ähnlich wie bei Turbinendampfern, besondre Verbrennungskraftmaschinen aufstellte; hierdurch würde man sich natürlich wieder des Vorteiles der Raum- und Gewichtersparnis bis zu einem gewissen Grade begeben.

Als man zuerst dazu überging, Verbrennungskraftmaschinen für Schiffsbetrieb zu verwenden, wurde auf die Zusammengehörigkeit von Maschine und Boot so gut wie keine Rücksicht genommen, und auch heute findet man vielfach, daß Motor und Schiffskörper einander noch nicht genügend angepaßt werden. Der Grund hierfür liegt wohl darin, daß die meisten Firmen, welche Motorboote verkaufen, entweder nur die Motoren oder nur die Boote selbst herstellen. Dies führt zu vielen Anständen in bezug auf Manövrierbarkeit, Geschwindigkeit, Seetüchtigkeit usw. bei den Motorbooten. Da diese Umstände hier ebenso wie bei großen Schiffen und bei Dampfbooten zu berücksichtigen sind, sollte man sich beim Bau von Motorbooten auch von denselben Gesichtspunkten leiten lassen. Sonst sind die Fälle, wo große Werften nicht zugleich auch die Antriebmaschinen für die bei ihnen gebauten Schiffe liefern, verschwindend selten.

Eine von den bisher üblichen Ausführungen abweichende Form des Schiffskörpers hat sich in letzter Zeit vornehmlich bei den durch Verbrennungskraftmaschinen getriebenen Schnellbooten herausgebildet. Diese zuerst von Marine-Oberbaurat Kretschmer in Berlin vorgeschlagene Tetraederform steht vollständig im Widerspruch zu der von Archer, Scott, Russel usw. begründeten Wellentheorie, hat sich praktisch aber bereits so gut bewährt, daß ihre Verwendung auch bei großen Schnelldampfern nicht von der Hand zu weisen ist. So haben Schleppversuche mit dem Modell eines von Kretschmer für Rußland entworfenen großen Schnelldampfers in der Versuchstation zu St. Petersburg gezeigt, daß bei Schiffen von Tetraederform eine geringere Maschinenkraft zur Erzielung derselben Geschwindigkeit nötig ist als bei Schiffen der bisher üblichen Form. Das Modell hatte die in Fig. 1 bis 3 dargestellten Linien und entsprach einem 200 m langen, 24 m breiten und 7,5 m tief gehenden Schnelldampfer von 16800 t Wasserverdrängung. Es ergaben sich folgende Werte:

Geschwindigkeit Knoten	Leistung PSe
16,3	4150
19,6	7450
22,8	13120
25,0	19000
26,03	22500
29,7	37900

Bei fast allen später erwähnten Booten lassen sich die Linien auf die Tetraederform zurückführen. So ist diese Form auch bei den in Fig. 4 bis 13 dargestellten, von Tellier in Paris gebauten Schnellbooten »Titan II« und

Fig. 1 bis 3. Modell eines Schiffskörpers von Tetraederform.

»Rapée III« besonders ausgeprägt. Der größte Spantenquerschnitt ist ganz nach dem Heck verlegt, während der Schiffsboden vorn halbrund ist und nach hinten zu ganz flach wird. In der Fahrt hebt sich der Bug bedeutend aus dem Wasser heraus, bis die Boote eigentlich nur noch in der Gegend der letzten Heckspanten das Wasser berühren. Es wird infolgedessen nur sehr wenig Wasser verdrängt, es findet keine Saugwirkung im Wasser statt, und von einer Bugwelle ist so gut wie gar nichts zu merken, da nur an der Stelle, wo der Schiffskörper das Wasser berührt, eine leichte Dünung entsteht.

Fig. 4 bis 9. Motorboot »Titan II«.

Fig. 10 bis 13. Motorboot »Rapée III«.

»Titan II« und »Rapée III« haben dieselben Abmessungen des Schiffskörpers:

Länge zwischen den Loten	7,88	m
» über alles	8	»
größte Breite	1,25	»
Tiefgang vorn bei Spant 1	0,16	m
Tiefgang hinten an der Schraube	0,57	»
Tiefgang in der Mitte	0,28	»
Wasserverdrängung	1,158	t
eingetauchter Teil des Hauptspants	0,20	qm

Damit bei dem geringen Tiefgang der Boote die Schraube tief genug unter Wasser arbeitet, hat man die Schraubenwelle schräg gelagert und zwischen ihr und der Maschine ein Gelenk eingeschaltet. Zum Umsteuern dient ein Wechselgetriebe an der Maschinenwelle, das durch einen Handhebel bedient wird. »Titan II« wird durch eine Verbrennungskraftmaschine, Bauart Delahaye, angetrieben, die 4 Zylinder von je 135 mm Dmr. bei 130 mm Hub hat. Bei 1415 Uml./min und 54 PS$_i$ wurde eine Geschwindigkeit von 35,5 km = 19,2 Knoten erreicht. Bei der hohen Umlaufgeschwindigkeit der Maschine mußte natürlich große Sorgfalt auf die Konstruktion

der Schraube verwendet werden. Man machte daher Versuche mit zwei dreiflügeligen Schrauben von 464 und 477 mm mittlerer Steigung bei 528 mm Flügeldurchmesser. Die Geschwindigkeit des Bootes betrug im ersten Falle nur 34 km bei 1500 Uml./min und 13,4 vH Slip; im zweiten Falle wurde die obenerwähnte höhere Geschwindigkeit bei 12,3 vH Slip erreicht.

»Rapée III« hat eine vierzylindrige, 80pferdige Maschine von Panhard & Levassor von 160 mm Zyl.-Dmr. bei 170 mm Hub, mit der bei 960 Uml./min eine Geschwindigkeit von 40,4 km/st (21,8 Knoten) erreicht worden ist. Die dreiflügelige Schraube ist linksgängig und hat 660 mm Dmr. bei 780 mm mittlerer Steigung. Bei »Titan II« wie bei »Rapée III« liegt der Behälter, in dem das Benzin unter Druck gehalten wird, hinten im Boot unter der Ruderpinne.

diesen Maschinen und mit Benutzung einer dreiflügeligen Schraube von 700 mm Dmr. betrug die Geschwindigkeit 34 km/st = 18,4 Knoten. Später wurde an Stelle der beiden beschriebenen Maschinen ein 80pferdiger Motor von Panhard & Levassor eingebaut, wie er bei »Rapée III« beschrieben ist; zugleich wurde eine andere Schraube aufgesetzt und hiermit eine Geschwindigkeit von 36 km erreicht. Das Gewicht des Motors mit Schwungrad beträgt 300 kg. Die Form des Schiffskörpers von »Lutèce« ist beinahe noch ausgeprägter als bei »Rapée III« und »Titan II«; in der Ruhelage ragt sogar das Heck aus dem Wasser heraus, wobei allerdings der Platz für den Steuermann und der Brennstoffbehälter nach der Mitte des Bootes verlegt sind.

Das in den Figuren 16 bis 18 dargestellte Boot, gebaut von Yarrow & Co. in Poplar bei London, hat während der vor kurzem abgehaltenen Probefahrten die bisher von Schiffen ähnlicher Größe wohl überhaupt noch nicht erzielte durchschnittliche Geschwindigkeit von 48,06 km/st = 25,98 Knoten, noch dazu bei Wind und Seegang, erreicht. Diese hohe Geschwindigkeit erklärt sich hauptsächlich aus der Anwendung von zwei mit besonders kräftigen Verbrennungskraftmaschinen gekuppelten Schrauben und aus der Schiffsform, bei welcher sich der flache Boden noch weiter nach vorn erstreckt als bei den vorher beschriebenen französischen Booten. Leider konnte kein Spantenquerschnitt beschafft werden, so daß sich die Linien des Schiffskörpers nicht genau verfolgen lassen. Die Länge des Bootes beträgt 12 m, die Breite 1,5 m, der mittlere Tiefgang nur 0,20 m und das Gewicht des betriebsfertigen Bootes ungefähr 3,5 t, wobei auf die Maschinen

Fig. 14 und 15. Motorboot »Lutèce«.

Ebenfalls von Tellier in Paris stammt das in den Figuren 14 und 15 dargestellte Boot »Lutèce«. Der karveel gebaute Schiffskörper besteht wie auch bei den beiden vorgenannten Booten aus Zedernholz. Die Länge beträgt 15 m über alles, die größte Breite 1,50 m, die Wasserverdrängung 2 t. Zum Antrieb dienten ursprünglich 2 Benzinmotoren von Panhard & Levassor mit je vier Zylindern von 130 mm Dmr. und 130 mm Hub, die bei 850 Uml./min je 40 PS leisteten. Die Motoren waren durch eine magnetische Kupplung verbunden, die in Wirkung trat, sobald der Motor, der angedreht wurde, eine Anzahl Umläufe gemacht hatte. Das Wechselgetriebe war ebenfalls mit einer magnetischen Kupplung versehen. Mit

Fig. 16 bis 18.
Motorboot von Yarrow & Co., Poplar bei London.

etwa die Hälfte entfällt. Die beiden Benzinmotoren, Bauart Napier, haben je 4 Zylinder von 165 mm Dmr. bei 152 mm Hub und leisten zusammen 120 PS_i. Damit die Schrauben genügend tief eintauchen, hat man die Maschinen so geneigt im Boot angeordnet, daß von einer Gelenkkupplung der Welle Abstand genommen werden konnte, was auch nur empfohlen werden kann, da derartige Kupplungen immer unzuverlässig sind. Zum Umsteuern dienen Wechselgetriebe, die durch einen gemeinschaftlichen Handhebel bedient werden. Der Schiffskörper ist aus einem besonders widerstandsfähigen Stahlblech hergestellt, ähnlich dem, wie es für die von der Firma Yarrow gebauten Torpedoboote verwendet wird. Um die leicht entzündlichen Gase abzuführen, welche aus dem durchsickernden und in der Bilge des Bootes sich ansammelnden Benzin entstehen können, sind auf dem vorderen Spritzwasserdeck und am Heck über dem Brennstoffbehälter Ventilatoren angebracht.

Die Schiffsform ist das Ergebnis eingehender Versuche der Baufirma mit Modellen natürlicher Größe, die von Torpedobooten geschleppt wurden. Die Versuche bestätigen die bei den vorher besprochenen französischen Booten gemachten Erfahrungen. Den geringsten Wasserwiderstand (festgestellt durch einen Zugmesser) zeigte ein Modell, dessen Boden vom Heck zum Steven flach war und das nahezu auf der Wasserfläche dahinglitt. Yarrow erklärt dies dadurch, daß bei einer gewissen Geschwindigkeit das Wasser, welches bei der Ruhelage des Schiffskörpers verdrängt wird, keine Zeit hat, nach unten auszuweichen. Selbstverständlich spielt bei dieser ganzen Frage das Gewicht des Schiffskörpers einschließlich der Maschinenanlage eine große Rolle. So erklärt die Baufirma, daß sie bei demselben Schiffskörper, aber bei Verwendung von Dampfkraft zum Antrieb, nur eine Geschwindigkeit von höchstens 16 Knoten gewährleistet hätte. Dagegen würde nach Yarrows Ansicht ein nach denselben Formen gebauter Torpedobootzerstörer von 67 m Länge mit Benzinmotoren eine Geschwindigkeit von ungefähr 45 Knoten erreichen, gegen 31 bis 32 Knoten, welche die von seiner Werft für Japan gelieferten Boote von denselben Abmessungen mit Dampfmaschinen erzielt haben. Bedingung hierfür ist natürlich, daß sich die vorher gekennzeichneten technischen Schwierigkeiten, welche der Verwendung von größeren Verbrennungskraftmaschinen für Schiffe entgegenstehen, überwinden lassen.

Ein weiterer Vorteil, der sehr zugunsten der mit Verbrennungskraftmaschinen betriebenen Kriegschiffe spricht, liegt darin, daß sie infolge des geringeren Brennstoffverbrauches einen bedeutend größeren Aktionsradius als bei Dampfbetrieb haben. Der Brennstoffbehälter in Fig. 17 faßt 450 ltr und reicht für eine Fahrt von rd. 130 Seemeilen bei voller Geschwindigkeit, von etwa 260 Seemeilen bei 3/4 Geschwindigkeit aus.

Einen Uebergang von der bisher üblichen zu der vorher besprochenen Schiffsform zeigen die Figuren 19 bis 22, nach denen ein 20 Knoten-Boot von Frederik S. Nock in East Greenwich, R. I., Nordamerika, ausgeführt ist. Die Länge des Bootes beträgt 11,4 m über alles und 10,66 m in der Wasserlinie, die größte Breite 1,5 m, die Wasserverdrängung 1,3 t. Der durch verzinnte Blechschotte in 4 Abteilungen geteilte Bootskörper besteht aus Holz, und zwar Kiel, Steven und Spanten aus Eichen-, die Planken aus Zedernholz. Der vierzylindrige Benzinmotor von 25 PS treibt mit 750 Uml./min eine dreiflügelige Schraube von 660 mm Dmr. und 1067 mm Steigung. Das Benzin wird in zwei kupfernen Behältern von je 110 ltr Inhalt, die vorn und hinten verstaut sind, mitgeführt. Trotz guter Seetüchtigkeit soll das Boot aber bei schwerem Wetter viel Wasser übernehmen.

Von englischen Werften befaßt sich auch seit einiger Zeit die bekannte Schiffswerft von J. I. Thornycroft in Chiswick mit dem Bau von Motorbooten und richtet hierbei ihr Augenmerk besonders auf die Verwendung der Verbrennungskraftmaschinen für kleinere Kriegsfahrzeuge. Fig. 23 und 24 zeigen eine Torpedobarkasse aus verzinntem weichem Stahlblech, welche einen Whitehead-Torpedo von 356 mm Dmr. mit sich führt. Das Boot ist 12 m lang, 1,9 m breit und geht 0,78 m tief, wobei mit dem Torpedo an Bord rd. 4,5 t Wasser verdrängt werden. Bei Spant 3 ist ein Kollisionsschott eingebaut, und kurz dahinter ist die Maschine aufgestellt, die für Betrieb mit Benzin und dem weitaus billigeren Paraffinöl eingerichtet ist. Die Aufstellung der Maschine so weit nach vorn ist durch das Gewicht des hinten gelagerten Torpedos bedingt; infolgedessen ist auch die Schraubenwelle, die man bei der etwas geneigten Anordnung der Maschine ohne Gelenk ausführen konnte, verhältnismäßig lang geworden. Der Lagerbock für die Schraubenwelle am Heck ist nach unten zu einer Hacke ausgebildet, wodurch ein sehr zweckmäßiger Schutz der Schraube erreicht wird, der besonders bei diesen für flaches Wasser bestimmten Booten, die öfters in die Gefahr kommen, aufzulaufen, sehr angebracht erscheint. Die Maschine hat vier Zylinder von 203 mm Dmr. und ebenso viel Hub und leistet bei 900 Uml./min rd. 120 PS_i, womit eine Geschwindigkeit von ungefähr 18 Knoten gewährleistet ist. Durch Verwendung von Aluminium für die Grundplatte hat man das Maschinengewicht auf 1,25 t herabgedrückt. Zum Anlassen wird Druckluft von 5 at verwendet, die in einem kleinen, durch einen 6pferdigen Benzinmotor angetriebenen, vor der Hauptmaschine aufge-

Fig. 19 bis 22.

Form eines 20 Knoten-Bootes von Frederik S. Nock, East Greenwich.

Fig. 23 und 24.
Torpedobarkasse der Schiffswerft J. I. Thornycroft, Chiswick.

stellten Kompressor erzeugt und in einem zylindrischen Behälter hinten im Boot aufgespeichert wird. Zum Umsteuern dient ein Wendegetriebe, dessen Handhebel dicht neben dem Steuerrad hochgeführt ist, so daß nur ein Mann zur Bedienung des Bootes gebraucht wird. Dieser Steuermann und die Maschinen sind übrigens durch das übergebaute Deck gut geschützt. Die Abgase der Maschine werden durch einen Schornstein über den Köpfen der Besatzung in die Luft geführt. Der Brennstoffvorrat beträgt 450 ltr. Die Form des Schiffsbodens, welcher hier auch wieder nach hinten ganz flach ausläuft, kommt dem Zweck des Bootes sehr zugute, da hierdurch größere Standfestigkeit beim Lanzieren des Torpedos erreicht wird.

Von Thornycroft ist ferner das in Fig. 25 und 26 dargestellte, 12 m lange und 1,8 m breite Boot hauptsächlich für Versuchszwecke gebaut. Der Schiffskörper besteht aus Mahagoniholz und hat bei 0,33 m mittlerem Tiefgang 3 t Wasserverdrängung. Die beiden geneigt in der Achse der Schraubenwelle angeordneten Verbrennungskraftmaschinen haben je 4 Zylinder von 152 mm Dmr. bei 203 mm Hub. Auch hier ist durch Verwendung von Aluminium für die Grundplatte ein möglichst niedriges Gewicht von 2 t erreicht. Die Umsteuerung wird durch eine Wendekupplung nach Hele Shaw vermittelt, die aber gesondert und nicht vom Steuermann bedient wird. Mit den beiden Maschinen ist auf Probefahrten eine mittlere Geschwindigkeit von 21,76 Knoten erreicht worden. Später hat man eine Maschine herausgenommen und eine neue Schraube aufgesetzt, womit das Boot aber doch noch 19,28 Knoten lief.

Am meisten zur Geltung kommen die Vorteile der Motorboote mit Verbrennungskraftmaschinen bei ihrer Anwendung als Beiboote von Kriegschiffen. Besonders maßgebend hierfür sind: geringes Gewicht und möglichst schnelle Betriebsbereitschaft, verbunden mit leichter Handhabung. Allen drei Gesichtspunkten wird durch Verwendung von Verbrennungsmaschinen auf die denkbar beste Weise entsprochen. Als weiterer Vorteil kommt noch deren geringerer Bedarf an Raum und an Brennstoff gegenüber einer Dampfkraftanlage in Betracht, besonders bei den Beibooten, wo es darauf ankommt, im Notfalle möglichst viele Personen aufzunehmen. Bei schwerem Seegang ist auch die Bedienung des Kessels eines Dampfbeibootes eine sehr unangenehme Sache, weil das Boot infolge seiner geringen Größe außerordentlich heftige und unberechenbare Schlingerbewegungen macht. Wie einfach ist dem gegenüber die Brennstoffzufuhr in den Vergaser der Verbrennungskraftmaschine!

Fig. 27 zeigt ein von Napier in London ausgeführtes Beiboot mit solcher Maschine für Kriegschiffe, das besonders seetüchtig gebaut ist und über 25 Personen einschließlich ihrer Ausrüstung aufnehmen kann. Um den Schiffskörper möglichst elastisch und zu hohen Beanspruchungen geeignet zu machen, sind die ziemlich breiten, aus Mahagoniholz bestehenden Planken mit Phosphorbronzedraht gewissermaßen zusammengenäht, unter Einfügung einer Zwischenlage von zementierter Leinwand. Die Verbindungen der Planken mit Stringern, Kielschwein und Steven sind in ähnlicher Weise ausgeführt. Der Raum für die Maschine und den sie

Fig. 25 und 26. Versuchsboot von J. I. Thornycroft.

Fig. 27.

Beiboot von Napier, London.

bedienenden Steuermann ist durch eine über das Deck gebaute Kappe gegen Spritzwasser geschützt. Die vierzylindrige Maschine von rd. 40 PS ist geneigt angeordnet und die Schraubenwelle durch eine Wendekupplung unmittelbar mit ihr verbunden. Ob die Anordnung des Brennstoffbehälters vorn am Bug für ein Fahrzeug der Kriegsmarine, das feindlichen Geschossen ausgesetzt sein kann, sehr zweckmäßig ist, soll dahingestellt sein. Weit eher paßte der Brennstoffbehälter an das Heck des Bootes, an die Stelle des dort befindlichen Schalldämpfers. Die Pinne hinten auf dem Ruderschaft ist für den Notfall vorgesehen. Die Geschwindigkeit des Bootes beträgt ungefähr 14 Knoten.

der Konstruktion des Schiffskörpers ist der Umstand, daß das hintere Totholz ganz fortgeschnitten und der Boden hinten sehr flach nach oben gezogen ist, so daß bei dem im Verhältnis zu den meisten vorher beschriebenen Booten etwas größeren Tiefgang die Möglichkeit gegeben ist, die Maschine ganz gerade aufzustellen und die Schraubenwelle wagerecht zu lagern. Sehr zweckmäßig ist die Ausbildung des Hinterstevens zu einem Schraubenbrunnen, wodurch der Schraube bei dem vielen Treibholz, Schlingpflanzen usw. der tropischen Gewässer etwas Schutz gewährt wird. Der mit 466 Uml./min arbeitende dreizylindrige Petroleummotor, Bauart Bertheau, wiegt 650 kg und ist dabei so schmal

Fig. 28 und 29.

Petroleummotorboot von J. I. Thornycroft

Unter Berücksichtigung ganz besonderer Verhältnisse ist das in den Figuren 28 und 29 abgebildete, von J. I. Thornycroft in Chiswick für die englische Uganda-Eisenbahngesellschaft gebaute Petroleummotorboot entstanden. Es soll zur Bereisung des Victoria-Sees in Ostafrika dienen und ist außer für Maschinenantrieb auch zum Segeln und allenfalls zum Rudern eingerichtet, wenn der Brennstoffvorrat erschöpft sein sollte. Die Länge beträgt 8,2 m, die Breite 2 m, der Tiefgang 0,68 m bei 3,42 t Wasserverdrängung. Der dreizylindrige Petroleummotor leistet rd. 10 PS_e, womit eine für den Verwendungszweck des Bootes ausreichende Geschwindigkeit von rd. 8 Knoten erzielt wird. Bemerkenswert bei

gebaut, daß in der Maschinenabteilung noch seitlich genügend Raum ist; s. Fig. 29. Bei Anwendung einer Dampfmaschine wäre es in diesem Falle gar nicht möglich gewesen, so viel Raum zur Verfügung zu haben, und außerdem würde auch das Gewicht etwa um die Hälfte größer sein. Der Vorrat des vorn im Boot untergebrachten Brennstoffbehälters reicht für 32 Stunden bei voller Fahrt aus.

Als ein Gebiet für sich ist die Verwendung von Verbrennungskraftmaschinen zum Hülfsantrieb für Segelschiffe zu betrachten, wofür sie besonders geeignet erscheinen und auf dem sie sich schon seit einer Reihe von Jahren einer großen Beliebtheit, hauptsächlich in der Kleinschiffahrt, auf Jachten

und vor allem auf Hochsee-Fischerfahrzeugen, erfreuen. Es steht jedoch nichts im Wege, auch auf größeren Segelschiffen, wo jetzt für diesen Zweck kleine Dampfmaschinen aufgestellt sind, Verbrennungskraftmaschinen zur Fortbewegung des Schiffes bei Windstillen, in den durch Strömungen beeinflußten und unter Segel schwer zu befahrenden Mündungsgebieten von Flüssen und zum Verholen in Häfen zu verwenden. Hier handelt es sich natürlich hauptsächlich nur um geringere Geschwindigkeiten, so daß 150- bis 200pferdige Maschinen selbst für Schiffe mit bedeutendem Tonnengehalt genügen. Die Vorteile der Verwendung von Verbrennungskraftmaschinen zum Hülfsantrieb von Segelschiffen liegen auf der Hand; vor allem spricht auch hier wieder die Betriebsbereitschaft, ferner der Fortfall von Dampfkesseln, Rauch, die leichte Bedienbarkeit, die kein geschultes Personal erfordert, der geringe Raumbedarf usw. sehr zu ihren Gunsten. Weit verbreitet sind daher die Verbrennungsmaschinen auf Jachten, wo sie sich für manche Zwecke bereits unentbehrlich gemacht haben. Ein gutes Beispiel einer solchen Jacht zeigen die Figuren 30 und 31. Die Maschine, ein vierzylindriger Benzinmotor von 30 PS_e und 400 Uml./min, ist hinter dem Fockmast in einem kleinen, allseitig abgeschlossenen Raum untergebracht. Zum Schutz gegen Feuersgefahr sind die Wände des Maschinenraumes mit Bleiplatten ausgelegt; außerdem ist ein Ventilator aufgestellt, der die feuergefährlichen Benzindämpfe ins Freie absaugt. Die ziemlich lange Schraubenwelle ist mit der Maschine gelenkig verbunden und unter der Spur des Großmastes hindurch zu dem im hinteren Totholz eingebauten Schraubenbrunnen geführt. Bei der großen Umlaufzahl der Maschine hat die Schraube sehr schmale Flügel erhalten, so daß die Segeleigenschaften der Jacht so gut wie gar nicht beeinträchtigt werden. Die Geschwindigkeit bei Benutzung der Verbrennungsmaschine beträgt 7 Knoten; dabei ist der Betrieb nahezu geräuschlos, so daß es in dem an den Maschinenraum anstoßenden Salon kaum zu merken sein soll, ob die Maschine läuft. Die Jacht ist über alles 22 m, in der Wasserlinie 15 m lang, 4,57 m breit und geht 2,28 m tief; die Segelfläche beträgt 230 qm.

Für Hochsee-Fischerfahrzeuge erscheinen die Verbrennungskraftmaschinen als Hülfsmaschinen wie geschaffen, da bei ihrer Anwendung die Betriebsicherheit erhöht und bedeutende Ersparnis an Arbeitskraft erzielt wird. Die Zahl der mit solchen Maschinen versehenen Fischerfahrzeuge nimmt daher auch in allen Hochseefischerei treibenden Ländern von Jahr zu Jahr zu; in der Liste dieser Länder steht Dänemark mit 600 Fischerfahrzeugen von 3 bis 50 t an erster Stelle. Meist wird ein Petroleummotor mit Glührohrzündung verwendet, der eine Wendeschraube antreibt.

Bei den Verbrennungskraftmaschinen für Fischereizwecke kommt es natürlich besonders darauf an, daß möglichst kräftige, unempfindliche und leicht zu bedienende Bauarten verwendet werden. Meistens wird auch die Netzwinde zum Heraufholen der schweren Schleppnetze unter Einschaltung eines Zwischengetriebes von der Hülfsmaschine angetrieben, die bei dieser Gelegenheit von der Schraubenwelle losgekuppelt wird. Da die Netze einen bedeutenden Wert für die Fischer darstellen, muß die Geschwindigkeit der Maschinen genau geregelt werden können, damit, sobald ein Netz auf dem Meeresgrunde hängen bleibt, nichts zerreißt. Während durchschnittlich das Emporwinden des Schleppnetzes auf einem Segelfahrzeuge rd. $1^1/_2$ Stunden dauert, braucht die von der Maschine getriebene Winde nur 15 bis 20 Minuten. Was dieser Unterschied bei schwerem Seegang ausmacht, wird der bemessen können, der z. B. in der Nordsee oder im Kattegatt gesehen hat, wie die kleinen Fischerfahrzeuge von den Wellen hin- und hergeworfen werden.

Für die Anwendung der Verbrennungskraftmaschinen auf Fischereifahrzeugen seien hier zwei besonders bemerkenswerte Beispiele angeführt. Das erste ist der Fischerkutter »Va-de-l'avant« aus Groix in Frankreich, der mit einem zweizylindrigen Petroleummotor von 22 PS zum Antrieb der Schraube und des Netzspills versehen ist, s. Fig. 32. Die Schraube trägt 2 Wendeflügel, die von Deck aus durch einen neben dem Steuerrad angebrachten Hebel verstellt werden können; je nach der Einstellung der Schraubensteigung kann man auch die Geschwindigkeit des Schiffes regeln. Mit der Verbrennungskraftmaschine allein läßt sich eine Geschwindigkeit von 5 Knoten erreichen, die zwar nicht genügt, um mit dem Schleppnetz zu fischen, wozu $6^1/_2$ bis $7^1/_2$ Knoten erforderlich sind, aber doch für den übrigen Betrieb beim Ein- und Ausfahren aus dem Hafen bei Windstille und in engen Gewässern ausreicht. Wenn das Fahrzeug unter Segel ist, werden die Schraubenflügel in senkrechte Lage gebracht und in die Fahrtrichtung eingestellt, so daß sie keinen Widerstand bieten. Die Kraftübertragung zum Netzspill geschieht durch eine senkrechte und eine wagerechte Welle mit Kegelrädereingriff, eine Reibkupplung zwischen der wagerechten Welle und der Maschine und Stirnräder zwischen der wagerechten Welle und dem Fuße des Spills; letzteres kann übrigens auch von Hand bewegt werden. Der Preis der Maschine beträgt rd. 7000 frs. Im Betriebe werden ungefähr 10 bis 12 ltr/st Petroleum verbraucht; da den Fischern

Fig. 30 und 31. Jacht mit Benzinmotorbetrieb.

das Petroleum zum Preise von 0,15 frs/ltr abgegeben wird, so betragen die Betriebskosten 1,50 bis 2 frs/st. Hierbei ist in Betracht zu ziehen, daß bei Verwendung des Petroleummotors ein Mann der Besatzung gespart werden kann.

Das zweite Beispiel, der Fischkutter »Jean« aus Boulogne, ist ein größeres Fahrzeug, das ungefähr den deutschen Fischdampfern in der Nordsee an die Seite zu stellen ist. Das Schiff, s. Fig. 33, ist über alles 36 m lang, 8,16 m breit, hat einen Raumgehalt von 209 Brutto-Tonnen und geht 4,35 m tief. Zum Antrieb der zweiflügeligen Schraube dient ein vierzylindriger Petroleummotor von 360 mm Zyl.-Dmr., 440 mm Hub und rd. 240 PS bei 300 Uml./min, der im hinteren Teil des Schiffes steht. Zum Umsteuern wird ein Wendegetriebe benutzt, das vom Deck aus eingestellt wird. Bei voller Maschinenkraft beträgt die Geschwindigkeit des Schiffes 8½ Knoten, so daß auch hierbei Schleppnetzfischerei betrieben werden kann; durch ein Regelventil kann die Umlaufgeschwindigkeit der Maschine von 300 bis 100 Uml./min und demgemäß auch die Fahrgeschwindigkeit verringert werden. Der Verbrauch an Petroleum beträgt rd. 350 g/PS-st. 5 Brennstoffbehälter von zusammen 20 cbm Inhalt aus 4 mm starkem Eisenblech sind um die Maschine herum angeordnet. Zum Anlassen der Maschine wird entweder Druckluft, die in einer besondern Pumpe erzeugt wird, oder unmittelbar ein zweiter, zum Antrieb des Netzspills dienender 40 pferdiger Petroleummotor verwendet; dieser hat 2 Zylinder von 240 mm Dmr. bei 300 mm Hub und ist für gewöhnlich auch mit der Druckluftpumpe gekuppelt.

Die Segeleigenschaften des »Jean« sollen trotz Einbaues von Maschine und Schraube sehr gut sein, da die Schraube, auch hier beim Segeln senkrecht und in die Fahrtrichtung eingestellt, keinen Widerstand bietet. Die Reeder sind mit dem Fahrzeuge, das durchschnittlich um ein Drittel oder die Hälfte größere Fänge einbringt als ähnliche nur mit Segeln versehene Fischkutter, sehr zufrieden, zumal der Betrieb sehr wirtschaftlich und ziemlich unabhängig von Wind und Wetter ist.

Mit den angeführten Beispielen ist das Gebiet der Motorboote noch keineswegs erschöpft; so ist die ausschließlich zum Vergnügen betriebene Motorbootschiffahrt, die gerade in letzter Zeit einen ungeahnten Aufschwung genommen hat, nicht berührt. Hier sind natürlich dem Geschmack jedes Einzelnen die weitesten Grenzen gesteckt; doch werden meistens mit Rücksicht auf die immerhin ins Gewicht fallenden Betriebskosten nur kleinere Verbrennungskraftmaschinen eingebaut.

Fig. 32.

Fischerkutter »Va-de-l'avant« mit Petroleummotor.

Mannschaft

Fischbehälter

Eine sehr ausgedehnte Anwendung finden ferner Maschinen dieser Art auf Unterseebooten, ja man kann sagen, daß ohne sie diese neueste Waffe der Kriegsmarinen kaum betriebfähig wäre. Hier sind auch die bisher größten Verbrennungskraftmaschinen für Schiffszwecke verwendet. So haben die neuesten Unterseeboote der A-Klasse der englischen Marine Benzinmotoren mit insgesamt 16 Zylindern von 1400 PS.

Fig. 33.

Fischerkutter »Jean« mit Petroleummotor.

Fischbehälter

Seit dem Auftauchen der Sauggasmotoren gibt man sich Mühe, auch diese Maschinen für die Schiffahrt nutzbar zu machen[1]). Die zu Anfang des Aufsatzes erörterten Nachteile der übrigen Verbrennungskraftmaschinen bleiben bei Verwendung von Sauggasanlagen natürlich ziemlich dieselben, und wenn der wirtschaftlichere Betrieb als Vorteil hingestellt wird, so steht dem wieder der Nachteil des größeren Raumbedarfes der Anlage gegenüber. Die Beispiele für die bisherige Anwendung von Sauggasmotoren für Schiffsbetrieb mögen einer andern Veröffentlichung vorbehalten bleiben.

(Benutzte Literatur: Engineering, Marine Engineering, Mémoires de la Société des Ingénieurs civils de France, Scientific American.)

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1738.

Elektrisch betriebener Laufkran auf der Weltausstellung in Lüttich 1905.

Von Dipl.-Ing. Andreas Stamm.

Der einzige deutsche Laufkran auf der Weltausstellung in Lüttich[1]) war von der Firma Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr ausgeführt und ausgestellt.

Der Kran, Fig. 1 bis 3, welcher in der deutsch-französischen Maschinenhalle lief, s. Fig. 4, diente zur Montage und Demontage der dort aufgestellten Maschinen. Er ist ein Viermotoren-Laufkran von 30 t Tragfähigkeit und 24,13 m Spannweite. Zum schnelleren Heben kleinerer Lasten ist ein Hülfswindwerk von 5000 kg Tragfähigkeit vorgesehen.

Der Kranträger ist seiner großen Spannweite entsprechend als Fachwerkträger ausgebildet und gegen Seitenkräfte durch die Bühnenträger gut ausgesteift. Die oberen Horizontalverbände sind durch gelochte Bleche abgedeckt und dadurch Laufbühnen geschaffen, die alle Triebwerkteile bequem zugänglich machen. Die Laufbühnen sind außen und innen mit Geländer versehen, so daß sie völlig gefahrlos bestiegen werden können.

Der Kranfahrmotor ist in der Mitte der einen Kranbühne aufgestellt; von hier aus treibt er mittels durchgehender Welle die Laufräder einer Kranseite gleichmäßig an. Lauf- und Zahnräder des Kranfahr-

2250

3200

[1]) dem zudem der Grand prix zuerkannt worden ist.

Fig. 4. Blick in die Maschinenhalle zu Lüttich.

werkes bestehen aus Stahlguß, das Motorritzel zur Erzielung eines geräuschlosen Ganges aus Rohhaut. Die Zahnräder haben sämtlich gefräste Zähne. Die durchgehende Welle liegt in Deckellagern, um vorkommendenfalls leicht herausgenommen werden zu können. Der Kranfahrmotor ist federnd aufgehängt, so daß das Anfahren stoßfrei erfolgt. Damit der Kran nicht nachläuft, ist auf der Vorgelegewelle eine Bremse angebracht, die durch einen Elektromagneten betätigt wird. Der Kranfahrmotor leistet 40 PS bei 420 Uml./min und erteilt dem Kran eine Geschwindigkeit von 100 m/min bei voller Belastung.

Die Laufkatze, Fig. 4 bis 6, hat ein Windwerk für 30000 kg

Fig. 1 bis 3.

Laufkran von 30 t Tragfähigkeit und 24,13 m Spannweite der Firma Ludwig Stuckenholz.

Fig. 4 bis 6. Laufkatze.

und ein solches für 5000 kg. Die Last hängt an verzinkten Tiegelguß-Stahldrahtseilen. Von den 4 Seilsträngen, die zu den Unterflaschen laufen, sind je zwei an der Katze über eine Ausgleichrolle geführt, während sich zwei auf den Trommeln aufwickeln. Die Seiltrommeln haben auf der Drehbank eingeschnittene, links und rechts laufende Rillen. Die Lasthaken sind auf Stahlkugeln leicht drehbar gelagert.

Beim Hauptwindwerk wird die Bewegung vom Hubmotor auf die Seiltrommel durch Stirnräder übertragen. Auf der ersten Vorgelegewelle befindet sich die reichlich bemessene elektromagnetische Bandbremse.

Beim Hülfshubwerk dient ein Schneckenradvorgelege zur Uebertragung der Bewegung auf die Seiltrommel. Schnecke und Schneckenrad laufen in einem vollständig geschlossenen Gehäuse in Oel. Das Schneckenrad hat einen Kranz aus Phosphorbronze mit gefrästen Zähnen; die Schnecke ist geschliffen und gehärtet, und ihr Axialdruck wird durch ein Kugellager aufgenommen, dessen Kugeln in einem Ring gelagert und mit einem Griff auswechselbar sind[1]. Schneckenwelle und Motorachse sind durch eine elastische Kupplung miteinander verbunden, während sich die Bandbremse, die ebenfalls durch einen Elektromagneten gelüftet wird, auf der über dem Kasten hinaus verlängerten Schneckenwelle befindet.

Beide Hubmotoren sind mit Senkbremsschaltung versehen, wobei der Motor beim Lastsenken als Dynamo auf vorgeschaltete Widerstände arbeitet. Der leere Haken, der das Windwerk nicht allein durchziehen würde, kann mit Strom gesenkt werden.

Die Hubgeschwindigkeit für größte Lasten beträgt beim Haupthubwerk 4,35 m/min, beim Hülfshubwerk 25 m. Beide Motoren leisten 40 PS bei 420 Uml./min.

Der Katzenfahrmotor treibt mittels zweier Stirnradvorgelege die eine Laufradachse an. Auf der ersten Vorgelegewelle befindet sich ebenfalls eine elektromagnetische Bremse. Die Fahrgeschwindigkeit der Laufkatze beträgt 50 m/min; zum Antrieb dient ein Motor von 12 PS bei 490 Uml./min.

Der Kran wird von einem seitlich unter dem Kranträger angebrachten Führerkorb aus gesteuert, der alle Steuerschalter mit den Anlaßwiderständen sowie eine Schalttafel mit Ausschalter, Sicherungen und Stromverteilungen enthält.

Besondre Schutzvorkehrungen verhindern, daß die Lasthaken zu hoch gezogen werden oder die Katze zu weit fährt. Zu dem Zweck sind die Trommelachsen verlängert und mit Gewinde versehen, auf dem sich eine Wandermutter ver-

[1] D. R. G. M. 171845.

schiebt. In den höchsten Hakenstellungen schließen diese Wandermuttern Kontakte, die eine über dem Führerstand angebrachte Glocke ertönen lassen, so daß der Führer rechtzeitig gewarnt wird. Ebenso schließt die Laufkatze in ihren Endstellungen Kontakte zum gleichen Zweck. Die Klingeln sind Starkstromläutewerke, die aus der Arbeitsleitung bei vorgeschalteten Widerständen gespeist werden.

Die Motoren werden mit Gleichstrom von 440 V betrieben. Die elektrische Ausrüstung ist von den Siemens-Schuckert-Werken geliefert.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 13. Juni 1905.

Bayerischer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Schröter. Schriftführer: Hr. Beck.

Anwesend 45 Mitglieder.

Hr. Eberle spricht über die dampftechnische Versuchsanstalt des Bayerischen Revisionsvereines[1]).

Darauf wird eine Reihe von Vereinsangelegenheiten erledigt.

Im Anschluß an den Vortrag des Hrn. Eberle fand am 6. Mai 1905 eine Besichtigung der dampftechnischen Versuchsanstalt des Bayerischen Revisionsvereines statt, woran sich 52 Mitglieder beteiligten.

Eingegangen 5. Juni 1905.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. E. Becker.

Der Vorsitzende teilt mit, daß das Mitglied Carl Wuth verstorben ist. Die Versammlung ehrt das Andenken des Dahingeschiedenen durch Erheben von den Plätzen.

Darauf spricht Hr. Otto H. Mueller über neuere Duplexpumpmaschinen und Turbinenpumpen[2]).

Eingegangen 8. Juni 1905.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Meng. Schriftführer: Hr. Buschkiel.

Anwesend 56 Mitglieder und 18 Gäste.

Es werden Vereinsangelegenheiten beraten, insbesondre die Denkschrift betr. mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen.

Darauf führt Hr. Meng Lichtbilder vor, welche die Kabelfabrik der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft an der Oberspree darstellen.

Schließlich wird über die Frage der Rauch- und Rußverhütung verhandelt.

Eingegangen 23. Juni 1905.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 17. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Kliewer. Schriftführer: Hr. Abt.

Anwesend 31 Mitglieder und 35 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß zwei Mitglieder, die Herren Franke, Mitglied des Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereines, und Alberts, technischer Aufsichtsbeamter der Berufsgenossenschaft der chemischen Industrie, dem Verein durch den Tod entrissen sind. Die Versammlung erhebt sich zum ehrenden Andenken der Verstorbenen von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Wiß über die autogene Schweißung der Metalle. Der Vortrag wird an besonderer Stelle veröffentlicht werden.

Eingegangen 20. Juni 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 2. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.

Anwesend 43 Mitglieder und 3 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Dinge spricht Hr. Huth über das Zweibuchsystem der doppelten Buchführung mit Rücksicht auf die Technik. Er erörtert kurz die Anfänge der kaufmännischen Buchführung sowie das Wesen der italienischen und der amerikanischen Buchführung und geht schließlich ausführlich auf eine von ihm erfundene, als deutsche bezeichnete Buchführung ein[1']).

[1]) s. Z. 1905 S. 1294.

[2]) Z. 1905 S. 981 u. f.

Eingegangen 29. Mai 1905.

Bezirksverein an der Lenne.

Sitzung vom 3. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Hase.

Anwesend 37 Mitglieder und 24 Gäste.

Hr. Benz spricht über Großgasmaschinen. Er gibt einen Ueberblick über die verschiedenen Arten der Gasgewinnung und der Reinigung und bespricht ferner die Arbeitsvorgänge sowie die Konstruktionsarten. Des weiteren geht er auf Konstruktionseinzelheiten ein und erläutert schließlich die Ausführungen der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., von Gebr. Körting, Hannover, der Dinglerschen Maschinenfabrik, Zweibrücken, der Gasmotorenfabrik Deutz und von v. Oechelhaeuser.

Eingegangen 17. Juli 1905.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 15. Juni 1905.

Vorsitzender: Hr. Post. Schriftführer: Hr. Heintz.

Anwesend 34 Mitglieder und 6 Gäste.

Der Sitzung ging eine Besichtigung der Maschinenfabrik von Gebr. Sulzer in Ludwigshafen a/Rh. voraus, woran sich etwa 46 Herren beteiligten.

Hr. Ernst gab einen Ueberblick über die Entwicklung der Fabrik, die im Jahre 1880 als Zweigfabrik der Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur erbaut und 1881 in Betrieb gesetzt worden ist. Anfänglich wurden nur Teile von Dampfmaschinen, die in Deutschland bestellt waren, bearbeitet und montiert. Der Rohguß kam teils vom Stammhaus in Winterthur, teils von den umliegenden Gießereien. In den Jahren 1887 und 1890 wurden die Klein- und die Großgießerei erbaut; gleichzeitig errichtete man eine neue Montierwerkstätte und einen Sägedachbau, worin die Modellschreinerei, die Kleinschlosserei und die Schmiede untergebracht wurden. Damit war die Fabrik instand gesetzt, vollständige Dampfmaschinen zu bauen; nur einzelne feinere Bestandteile, wie Steuerungen und Regulatoren, wurden noch von Winterthur bezogen, da ihre Anfertigung besondre Einrichtungen erfordert und zweckmäßigerweise für alle von der Firma ausgeführten Maschinen an einem Orte durch besonders eingeübte Leute geschieht.

Mit der Vergrößerung der Anlage und zur Entlastung des Stammhauses wurden nach und nach auch einige weitere Fabrikationszweige nach Ludwigshafen verpflanzt, so die Fabrikation von Kondensationstöpfen, Kreiselpumpen, Ventilatoren, Transmissionslagern. Man richtete sich darauf ein, alle diese Gegenstände in größeren Mengen auf Vorrat herzustellen, um damit den eigenen Bedarf und zugleich auch den des Stammhauses decken zu können. Ein weiteres Sondergebiet bilden die Zentralheizungen. Im Jahre 1898 wurde die Gießerei für Heizkörper gebaut und nach amerikanischem Muster eingerichtet. Die ganze Erzeugung ging anfänglich an das Stammhaus in Winterthur. Bald aber wurde auch der Bedarf im Inlande so groß, daß man zum Bearbeiten und Montieren der Heizkörper sowie zur Anfertigung aller Rohrleitungsbestandteile eine eigene Werkstätte einrichten mußte. Gegenwärtig liefert die Gießerei täglich rd. 500 Heizkörper; davon werden rd. 200 für Deutschland bearbeitet; die übrigen gehen nach Wintertur oder an Heizfirmen, die nicht selbst Heizkörper fabrizieren.

In der Sitzung wurden Vereinsangelegenheiten verhandelt.

Am 2. Juli unternahm der Bezirksverein mit seinen Damen einen Ausflug nach Annweiler und dem Trifels. Die Zahl der Teilnehmer betrug etwa 70.

[1']) Der Wortlaut des Vortrages ist in Nr. 11 der Sitzungsberichte des Hamburger Bezirksvereines veröffentlicht.

Eingegangen 18. Juli und 9. August 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Besichtigung der Schuhfabrik M. & L. Heß in Erfurt am 20. Juni 1905.

Beteiligung 30 Personen.

Zunächst wurde die Zuschneiderei besichtigt, mit ihren Ledermeßmaschinen, Stanzen, einer Vorrichtung, um die Schnittmuster herzustellen, einer mechanischen Kopier- und Vergrößerungsmaschine, ferner die Vorrichtungen, um die Schnittmuster mit Messingstreifen einzufassen und dergl. Dann folgten die verschiedenen Steppmaschinen zur Herstellung der Schäfte und Oberteile, zum Zusammenfügen der Oberlederteile, Kappen und dergleichen, ferner die Maschinen zur Bearbeitung der Böden, zur Herstellung der Sohlen, die Maschinen zur Verbindung des Oberleders mit dem Boden nach dem Goodyear-Verfahren, die Fabrikation der Absätze, die Verbindung des Absatzes mit dem Schuh und die Fertigstellung und Vollendung des Schuhes bis zum Ausputzen, Glätten, Aufbügeln und Einpacken. Die Schuhfabrik beschäftigt ungefähr 600 Personen.

Ausflug nach Zella St. Blasii, Oberhof, Gehlberger Mühle am 2. Juli 1905.

Beteiligung 140 Personen.

Der Ausflug galt einer Besichtigung der Fabriken des Geh. Baurates Heinr. Ehrhardt in Zella St. Blasii. Die Werkstätten in der Hollandsmühle, der Fabrik Hochwald und der mittleren Fabrik beschäftigen sich mit der Herstellung von Ehrhardtschen Kaltsägen, die als Kreis- und Bandsägen ausgeführt werden, von Maschinen für Munitionsfabrikation, von Drehbänken für Eisenbahnräder, Motorwagen, Keilverschlüssen für Geschütze, Spannabzügen und Einrichtungen für Schnellfeuergeschütze mit Rohrrücklauf. Nach der Besichtigung wurde ein Rohrrücklauf-Geschütz im Feuer vorgeführt.

An die Besichtigung schloß sich ein Waldfest.

Ausflug nach der Thüringer Nadel- und Stahlwarenfabrik Wolff, Knippenberg & Co. A.-G. in Ichtershausen am 29. Juli 1905.

Teilnehmer 33 Herren und 40 Damen.

Die Besichtigung fand unter Führung der Herren Kommerzienrat A. Knippenberg, Max Knippenberg und Baumann statt.

Die Fabrik beschäftigt sich namentlich mit der Herstellung von Nähnadeln für Handgebrauch und für Maschinen: Schuhmaschinen, Buchheftmaschinen, für Sattlerei, Seilerei, Riemennäherei; ferner von Haarnadeln, Sicherheitsnadeln, Strick-, Stick- und Stopfnadeln sowie Stahldrahtwaren. Zunächst wurde die Herstellung der Handnähnadeln gezeigt. Der Draht wird für je zwei Nadeln abgeschnitten, die Oehre werden breitgeschlagen und durchlocht, dann wird der Grat abgestanzt; es folgt das Härten, Anlassen, Schleifen und Richten, das Abschleifen des Kopfgrates und des Oehrgrates, das Sortieren nach Länge, das Richten durch Aushämmern, das Auszählen und das Einpacken.

Die Nähmaschinennadeln werden entweder aus einem stärkeren Draht maschinell gehämmert oder abgedreht. Bei dem letzteren Verfahren ist eine Vorrichtung in Verwendung, die die Drähte vollkommen selbsttätig aus einem Behälter aufgreift, vorschiebt, abdreht, absticht und schließlich in einen Behälter abwirft.

Für die Herstellung der erforderlichen Stanzen und Maschinen wird eine besondere mechanische Werkstätte unterhalten; ebenso werden die Etiketten in der Fabrik selbst hergestellt.

Die Fabrik beschäftigt über 700 Arbeiter und liefert in einem Jahr 650 bis 700 Millionen Nadeln. Die größte für Gebrauchzwecke in der Fabrik hergestellte Nadel hat 400 mm Länge bei 8 mm Dicke, die kleinste Nadel überragt kaum die Länge von 1 cm bei rd. 1/20 mm Dicke.

Eingegangen 2. Juni 1905.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Rumpe. Schriftführer: Hr. Stephan.

Anwesend 21 Mitglieder.

Die Versammlung beschäftigt sich mit den Vorlagen des Hauptvereines betr. Normalien für elektrische Maschinen, einheitliche Bezeichnung von Formelgrößen, Normen für Leistungsversuche an Verbrennungskraftmaschinen und mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen.

Darauf spricht Hr. Vogdt über die technische Einrichtung der Berliner Rohrpost. Er bespricht die zur Beförderung dienenden Büchsen, den sogenannten Treiber, d. i. der Kolben, der den Schluß eines Zuges bildet, die Anwendung der gepreßten und der verdünnten Luft, die Leitungen, Maschinenstationen und Empfangseinrichtungen.

Eingegangen 30. Juni 1905.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Sitzung vom 17. Mai 1905 in Essen.

Vorsitzender: Hr. Caemmerer. Schriftführer: Hr. Weidler.

Anwesend 54 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gibt in warmen Worten dem Gefühle der Trauer über das Hinscheiden des um die deutsche Industrie hochverdienten Geheimen Kommerzienrats Dr.-Ing. Karl Lueg, welcher dem Bezirksverein an der niederen Ruhr als Mitglied angehört hat, Ausdruck[1]). Das Andenken des Verstorbenen zu ehren, erheben sich die Anwesenden von ihren Sitzen.

Darauf berichtet Hr. Backhaus über die Denkschrift betreffend die mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen.

Endlich spricht Hr. Dr. Zerener (Gast) über elektrische Widerstandsschweißung[2]).

Eingegangen 5. Juni 1905.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Franzius. Schriftführer: Hr. Köhler.

Anwesend 45 Mitglieder und 4 Gäste.

Es werden Vorlagen des Hauptvereines beraten.

Darauf spricht Hr. Moog über die technischen Einrichtungen der modernen Brauerei. Er beschreibt die wichtigsten technischen Einrichtungen und erörtert den Gang der Bierbereitung vom Einbringen des Rohstoffes in die Mälzerei bis zum Ausstoß des Bieres.

Am Anschluß an den Vortrag wurde die Brauerei Kronenburg unter Führung ihres Direktors Hrn. Lehnkering besichtigt. Die Mälzerei verarbeitet 30 000 Ztr. Gerste jährlich zur Bereitung von dunkelm Malz, während helles Malz in einer Menge von 40 000 Ztr. jährlich von der Brauerei angekauft wird. Der Lagerbestand an fertigem Bier beläuft sich im Frühjahr auf rd. 45 000 hl. Der Absatz der Brauerei betrug im letzten Geschäftsjahr 144 000 hl.

[1]) s. Z. 1905 S. 837.
[2]) Z. 1905 S. 968.

Bücherschau.

Entwerfen und Herstellen. Eine Anleitung zum graphischen Berechnen der Bearbeitungszeit von Maschinenteilen. Von Carl Volk. Berlin 1905, Julius Springer. 56 S. 8° mit 18 Skizzen, 4 Fig. und 2 Taf. Preis 2 *M*.

Es ist eine alte Klage der Werkstattleiter, daß die innige Berührung zwischen Werkstatt und Konstruktionsbureau fehlt, weil die jungen Konstrukteure beim Entwerfen die Herstellung nicht gebührend berücksichtigen. Wohl aus dieser Erkenntnis heraus ist das vorliegende Büchlein entstanden, das, wie der Verfasser in der Einleitung ausspricht, »von dem Veranschlagen handelt, das den angehenden Konstrukteur befähigt, den von ihm entworfenen Maschinenteil durch die Werkstätten zu verfolgen, und das ihn vor fehlerhaften, schwer oder gar nicht bearbeitbaren Formen bewahrt«. Dabei ist sich der Verfasser jedoch wohl bewußt, daß sich jener Mangel durch ein Buch oder durch den Unterricht nicht ganz beheben läßt, weil diese nicht lehren können, wie die Bearbeitung erfolgen soll; denn das ist Sache der Werkstättenausbildung.

Der Verfasser leitet für den Zeitverbrauch zur Bearbeitung von je 1 mm Länge auf Werkzeugmaschinen mit Drehbewegung die Formel ab: $\frac{\pi}{3600} \frac{a}{sc}$, worin a den Durch-

messer des Arbeitsstückes, s den Vorschub und c die Schnittgeschwindigkeit bedeutet. Diese Formel ist für Maschinen mit hin- und hergehendem Werkzeug noch mit $\frac{1+m}{n}$ zu multiplizieren, worin m das Verhältnis der Arbeitsgeschwindigkeit zur Rücklaufgeschwindigkeit ist. Für diese Ausdrücke ist dem Buch eine auf Pappe aufzuklebende logarithmische Tafel beigegeben, aus der man mit Hülfe des Zirkels den Zeitverbrauch entnehmen kann. Es folgen einige Andeutungen über die Anzahl der Schnitte und endlich Tabellen über die üblichen Schnittgeschwindigkeiten. Einen sehr wertvollen Teil des Buches bilden schließlich die angefügten Beispiele, die zum Teil unmittelbare Beobachtungswerte enthalten.

Das treffliche kleine Werk ist wohl zunächst für die Schüler von technischen Mittelschulen bestimmt, wird aber auch manchem jungen Ingenieur mit Hochschulbildung ein willkommener Wegweiser sein. Möller.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Vergleichende Untersuchungen von Kreiselpumpen. Von E. Förster. Breslau 1905, Trewendt & Graniers Verlagsbuchhandlung (Alfred Preuß). 57 S. 8° mit 9 Taf. Preis 2,40 *M.*

Der Straßenbau. Leitfaden für den Unterricht an den k. u. k. Militärbildungsanstalten sowie zum Gebrauche für Techniker. Von Franz Tschertou. Wien 1905, L. W. Seidel & Sohn. 202 S. 8° mit 137 Fig. und 5 Taf.

Sammlung Schubert, Bd. 36: Mehrdimensionale Geometrie, II. Teil: Die Polytrope. Von Dr. P. H. Schoute. Leipzig, G. J. Göschensche Verlagshandlung. 326 S. 8° mit 90 Fig. Preis 10 *M.*

Eisengießerei. Gießereieisen und Gußwaren. Von Ad. Vieth. Bremen 1905, Gustav Winter. 49 S. 8° mit 13 Fig. Preis 1 *M.*

Kurze Beschreibung der zum Gießen verwendeten Eisensorten und der daraus erzeugten Gußwaren.

Zur Klarstellung der Begriffe Masse, Gewicht, Schwere und Kraft. Von O. Linders. Leipzig 1905, Jäh & Schunke. 22 S. 8°. Preis 1 *M.*

Moderne Dampfturbinen. Von Dr. A. Krebs. Berlin 1905, Georg Siemens. 52 S. 8° mit 21 Fig. Preis 2,50 *M.*

Der Verfasser hat versucht, eine kurze grundlegende Darstellung des Dampfturbinen-Problems zu geben, seine Schwierigkeiten und seine Lösungsarten zu erläutern, sowie das bislang Geschaffene einigermaßen zu klassifizieren, so daß dem Leser in kurzen Worten ein allgemeiner Ueberblick möglich gemacht ist, auf Grund dessen er in der Fachliteratur weitere Belehrung finden kann, ohne sich allzu lange in der großen Fülle des Gebotenen zu verlieren.

Zur Frage der generellen Regelung bei Niederdruckdampfheizungen. Von Otto Ginsberg. Halle a/S. 1905, Carl Marhold. 83 S. 8° mit Figuren. Preis 1,50 *M.*

Meyers Großes Konversations-Lexikon. Bd. XI. Kimpolung bis Kyzikos. Leipzig und Wien, Verlag des Bibliographischen Instituts. 908 S. 8° mit vielen Textfiguren und Tafeln. Preis 10 *M.*

Es seien aus dem Gebiete der Maschinentechnik folgende, teilweise von Tafeln begleitete Artikel hervorgehoben: Kochherde und Kochmaschinen, Kompressoren, Krane, Kondensation, Kraftübertragung, Kupplungen, Kurbel, Kleinbahnen, Kühlen.

Werden und Vergehen. 2. Bd. Heft 21 bis 40. Von Carus Sterne. 6. Aufl., bearbeitet von Wilhelm Bölsche. Berlin, Gebrüder Bornträger. 592 S. 8° mit 314 Fig. und Figurentafeln. Preis des Heftes 50 Pfg.

Der vorliegende Band, mit dem das vor etwa einem Jahre neu herausgegebene Werk abschließt, ist der Entwicklung der Lebewesen und der Kultur gewidmet. In derselben anziehenden Weise, die schon den ersten Band (s. Z. 1905 S. 448) kennzeichnete, hat der Bearbeiter der vorliegenden Ausgabe verstanden, den Stoff zu behandeln. Obgleich vieles davon dem gebildeten Leser bekannt sein dürfte, z. B. der Entwicklungsgang der Tiere und Menschen in unsrer Natur, so findet sich doch auch in dem vorliegenden Band eine Fülle neuartiger und fesselnder Darstellungen. Das Werk schließt mit einer Uebersicht über die Religionen und Weltanschauungen sowie über die Abstammungstheorie und mit einem Ausblick in die Zukunft unsres Planeten.

Anleitung zum Photographieren. Zwölfte Auflage. Von Dr. G. Hauberrisser. Leipzig, Ed. Liesegangs Verlag M. Eger. 164 S. 8° mit 113 Fig., 8 Taf. und 16 Bildvorlagen. Preis 1,50 *M.*

Die Mechanik fester Körper. Lehrbuch in elementarer Darstellung für höhere technische Fachschulen und zum Selbstunterricht nebst einer Sammlung von 250 aufgelösten Beispielen. Von E. Blau. Hannover 1905, Dr. Max Jänecke. 263 S. 8° mit 210 Fig. Preis 6 *M.*

Taschenbuch für den Dampfkessel-Betrieb. Herausgegeben für Dampfkesselbesitzer und Heizer von der Rheinischen Dampfkessel- und Maschinenfabrik Büttner, G. m. b. H., Uerdingen a/Rhein. 1905, Selbstverlag. 171 S. 16° Text mit 36 Fig. und 5 Taf.

Weltall und Menschheit. Naturwunder und Menschenwerke. Geschichte der Erforschung der Natur und Verwertung der Naturkräfte. Von Hans Kraemer. Heft 91 bis 94. Berlin, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. Preis pro Heft 60 Pfg.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Der Bergbau auf der Lütticher Weltausstellung. Von Herbst. (Glückauf 28. Okt. 05 S. 1337/49*) Verfahren und Einrichtungen zum Schachtabteufen. Gewinnungsarbeiten. Forts. folgt.

Nouvelles expériences sur les lampes de sureté faites à la station d'essais de Frameries (Belgique). Von Schmerber. (Génie civ. 21. Okt. 05 S. 410/12*) Ausführlicher Bericht über die Anstalt bei Schacht 8 der Gruben von l'Agrappe zur Untersuchung der Schlagwetter in den belgischen Kohlengruben, der Gruben lampen und sonstigen Sicherheitsvorrichtungen gegen Grubengase. Forts. folgt.

Brennstoffe.

The Leavitt peat machine. (Iron Age 19. Okt. 05 S. 1001/03*) Die von der Moore and Wyman Elevator and Machine Co. in South Boston gebaute Maschine verarbeitet täglich rd. 113 t Torf zu 65000 Ziegeln. Darstellung einer vollständigen Anlage.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 *M* pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 *M* pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Dampfkraftanlagen.

The power plant of the Boston and Worcester Street Railway. Von Knowlton. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 438/40*) Das für eine Leistung von 1500 KW angelegte Werk ist jetzt durch eine 2000 KW-Curtis-Turbodynamo ergänzt worden, deren Rückkühlanlage beschrieben wird.

Die Dampfkesselexplosion in Libuschin. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Okt. 05 S. 126/30*) Nach dem vorliegenden ausführlichen Bericht ist die in Zeitschriftenschau v. 17. Juli 05 erwähnte Explosion auf alte Risse im Kesselblech zurückzuführen.

A Pacific coast engine. (Am. Mach. 28. Okt. 05 S. 483/87*) Ausführliche Wiedergabe von Konstruktionseinzelheiten einer stehenden 3500 KW-Maschine der San Francisco Gas and Electric Co.

600-horse-power compound condensing engine at the Liége Exhibition. Constructed by Mr. J. Preud'homme, Engineer, Huy, Belgien. (Engng. 27. Okt. 05 S 554*) Liegende Tandemmaschine mit 525 und 910 mm Zyl.-Dmr., 1000 mm Hub, 110 Uml./min und Ventilsteuerung, gekuppelt mit einer Gleichstromdynamo.

Untersuchung der Gasströmung in der Laval-Düse in dem Falle, daß der Druck an der engsten Stelle höher als der kritische ist. Von Langrod. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 20. Okt. 05 S. 580/82* u. 27. Okt. S. 592/94*)

The Warren steam turbine. (Engineer 27. Okt. 05 S. 428*) Turbine mit wagerechter Welle und festen Leitschaufelrädern, bei der der Dampf bereits im Einströmkanal expandiert

Neuerungen im Dampfkesselbetriebe. (Glückauf 21. Okt. 05 S. 1318/21*) Oelabscheideanlage auf Zeche Konstantin der Große, erbaut von der Maschinenfabrik Grevenbroich A.-G.

Electric traction for railroad service. Von Shaw. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 423/26) Kurze Erörterung der verschiedenen elektrischen Bahnsysteme.

Eisenbahnwesen.

Die elektrische Lokalbahn Tábor-Bechyně. Schluß. (El. Bahnen u. Betr. 24. Okt. 05 S. 575/78*) Die Motorwagen.

Die New York Central and Hudson River Railroad-Lokomotive. Von Eichel. (El. Bahnen u. Betr. 24. Okt. 05 S. 569/73*) Eingehende Darstellung der in Zeitschriftenschau v. 2. Juli und 17. Dez. 04 erwähnten Gleichstromlokomotive. Schluß folgt.

Eisenhüttenwesen.

The cleaning of blast furnace gas. Von Sahlin. (Journ. Iron Steel Inst. 05 Bd. 1 S. 321/38*) S. Zeitschriftenschau v. 10. Juni 05 unter Gasindustrie.

Sulphur in coke and its behaviour in the blast-furnace. Von Wüst und Wolff. (Journ. Iron Steel Inst. 05 Bd. 1 S. 406/32*) S. Zeitschriftenschau v. 3. Juni 05.

The White and Kernan hot blast stove. (Iron Age 19. Okt. 05 S. 1009*) Der dargestellte Winderhitzer kennzeichnet sich durch eine erweiterte Kammer im unteren Teil, die das Reinigen erleichtern soll.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The use of derric cars in erecting large girders. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 442*) Vorgang beim Bau der Ueberführung der Indiana Harbor-Eisenbahn über die Michigan Central und die Elgin, Joliet and Eastern Eisenbahn.

Ueber die elastische Formänderung der Wandungen eiserner Gasbehälterbassins. Von Kux. (Journ. Gasb.-Wasserv. 28. Okt. 05 S. 960/65*) Ableitung von Formeln zur rechnerischen Ermittlung der Formänderungen. Forts. folgt.

Wasserbehälter in Eisenbeton. (Deutsche Bauz. Beilage 25. Okt. 05 S. 77/78*) Der von Meeß & Nees A.-G. in Karlsruhe ausgeführte Schornsteinbehälter besteht aus zwei konzentrischen, 1,5 m voneinander entfernten Wänden.

Elektrotechnik.

The Missouri River powerhouse of the Metropolitain Street Railway Company, Kansas City, Missouri. Von Cudworth. (Eng. News 19. Okt. 05 S. 400/06*) Die Anlage soll nach dem endgültigen Ausbau 40000 KW leisten. Zurzeit sind drei Dampfdynamos von je 3000 KW aufgestellt, in denen Drehstrom von 6600 V erzeugt wird.

Die technischen Einrichtungen des Kaufhauses Oberpollinger in München. Von Weil. (Elektrot. Z. 26. Okt. 05 S. 982/88*) Für den Strombedarf des 5stöckigen Geschäftshauses von rd. 49 × 42 qm Fläche dient eine besondre, im Kellergeschoß untergebrachte Umformerstelle der städtischen Elektrizitätswerke, die zwei 575pferdige Drehstrom-Gleichstromumformer und eine Akkumulatorenbatterie enthält. Darstellung der Licht- und Kraftanlagen, der Personen- und Warenaufzüge und der Schwachstromanlagen.

The alternating current generator. Von Rushmore. (Journ. Franklin Inst. Okt. 05 S. 253/74*) Geschichtliches. Die Drehstromdynamos der Werke am Niagarafall. Wechselstromerzeuger der Gleichpolbauart. Neuere Wechselpoldynamos für Wechselstrom. Drehstrommaschinen für Dampfturbinenantrieb.

Schaltungsanordnungen zur Vermeidung bezw. Verringerung der Leerlaufsarbeit bei Ein- und Mehrphasen-Wechselstromtransformatoren. Von Schmidt. Schluß. (Z. f. Elektrot. Wien 29. Okt. 05 S. 633/39*) S. Zeitschriftenschau vom 4. Nov. 05.

Ueber Isolationsmessungen an Gleich- und Wechselstromanlagen. Von Bercovitz. (Z. Dampfk. Maschbtr. 18. Okt. 05 S. 400/01*) Angabe der Schaltung für Erdmessungen nach den Verbandsvorschriften.

The insulation of overhead lines. III. Von Esson. (Engineer 27. Okt 05 S. 404/06*) Anordnung der Isolatorbefestigungen.

Erd- und Wasserbau.

Vergleichung von Schleusen und mechanischen Hebewerken. Von Prüsmann. Schluß. (Z. Bauw. 05 Heft 10/12* mit 2 Taf.) Vergleich bei Annahme bestimmter Verkehrsgrößen. Kosten der Erdeinschnitte bei steiler Geländeneigung. Schlußfolgerungen.

Untersuchungen über die Bettausbildung gerader oder schwach gekrümmter Flußstrecken mit beweglicher Sohle. Von Engels. (Z. Bauw. 05 Heft 10/12 S. 663/80* mit 4 Taf.) Erörterungen der Verhältnisse in den Betten der größeren deutschen Ströme. Laboratoriumsversuche des Verfassers und Folgerungen daraus.

Von den Bauwerken des Teltow-Kanales. Schluß. (Deutsche Bauz. 28. Okt. 05 S. 518/22) S. Zeitschriftenschau v. 28. Okt. 05.

Ueber Schutzbauten zur Erhaltung der ost- und nordfriesischen Inseln. Von Fülscher. Schluß. (Z. Bauw. 05 Heft 10/12 S. 681/722* mit 1 Taf.) Strandbuhnen auf Sylt, Föhr, Amrum und Helgoland. Dünenschutzwerke auf den verschiedenen Inseln.

The Salt River project, U. S. Reclamation Service. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 422/23*) Die Talsperre, die vorzugsweise zu Bewässerungszwecken dienen wird, ist 81 m hoch und schließt ein 84 m breites Tal ab.

Hebezeuge.

Locomotive gantry coaling-crane. Constructed by Messrs. J. H. Wilson & Co., Limited Engineers, Liverpool. (Engng. 27. Okt. 05 S. 555*) Der auf einem fahrbaren Bockgerüst angeordnete Drehkran mit Dampfbetrieb kann 1,8 t bei 15 m Ausladung und 2,3 t bei 9 m Ausladung heben.

Heizung und Lüftung.

Heating system of the Squadron C. Armory, Brooklyn, N. Y. Von Holbrook. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 444/45*) Grundriß des 76,5 × 114,6 qm bedeckenden Gebäudes und Darstellung der Leitungsanlage.

Lager- und Ladevorrichtungen.

A unique coal-handling plant for an electric power station. (Eng. News 19. Okt. 05 S. 397/98*) Die Anlage besteht aus zwei geneigt angeordneten Förderbändern und einem mit einem Greifer versehenen Laufkran.

Maschinenteile.

Iron and copper stay bolts. Von Livingstone. Forts. (Engineer 27. Okt. 05 S. 421/22) S. Zeitschriftenschau v. 4. Nov. 05. Forts. folgt.

The Waring pressure regulators. (Iron Age 19. Okt. 05 S. 1006/07*) Das dargestellte Druckverminderungsventil ist für Dampf, Wasser, Luft und Gas verwendbar.

Materialkunde.

Materialprüfung und moderne Materialprüfungsmaschinen. (Gießerei-Z. 15. Okt. 05 S. 680/90*) Roheisenprüfmaschinen von Bethke und Jüngst. Zerreißmaschinen von Amsler-Laffon & Sohn.

Der Einfluß der Temperatur bei der Bearbeitung von Eisen und Stahl. Von Olry und Bonet. Schluß. (Z. Dampfk. Vers.-Ges. Sept. 05 S. 111/12* u. Okt. S. 123/25*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Sept. 05.

Emplois du vanadium en métallurgie. Von Guillet. Schluß. (Génie civ. 21. Okt. 05 S. 407/09) Nickelvanadiumstahl.

Ein Beitrag zur Frage der Luftkorrosionen. Von Compère. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Okt. 05 S. 131/32) Bericht über eine Wiederholung der Bonetschen Versuche mit Eisenstäben, die in verschiedene Flüssigkeiten eingetaucht wurden. Schluß folgt.

Korrosionsfurchen auf Kesselblechen. Von Frémont und Osmond. (Z. Dampfk. Maschbtr. 25. Okt. 05 S. 410/12*) Einfluß der Bearbeitung auf die Widerstandsfähigkeit von Blechen gegen Säuren.

Ueber die Eigenschaften von Zinkblech und dessen bleibende Zustandsänderungen bei verschiedener Legur. Von Meyer. Schluß. (Oesterr. Z. Berg- u. Hüttenw. 14. Okt. 05 S. 538/41 mit 1 Taf.) S. Zeitschriftenschau v. 4. Nov. 05.

Mica and the mica industry. Von Colles. Forts. (Journ. Franklin Inst. Okt. 05 S. 275/96*) S. Zeitschriftenschau vom 14. Okt. 05 Forts. folgt.

Mechanik.

Ueber die Bestimmung der variablen Stabkräfte von Fachwerken mit bewegten Lasten. Von Böttcher. (Dingler 28. Okt. 05 S. 678/81*) Ableitung eines einfachen Verfahrens zur Ermittlung der Kräfte in Fachwerken. Schluß folgt.

Vereinfachtes Verfahren zur Sichtbarmachung der neutralen Schichte. Von Hönigsberg. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 20 Okt. 05 S. 578/79*) s. Z. 1904 S. 867.

Wärmemechanik. Von Cario. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 18. Okt. 05 S. 395/97* u. 25. Okt. S. 408/10*) Die Arbeitsgleichung. Wärmegleichung. Isothermische, isobare, isostere Zustandsänderungen. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Lathe design and practice. Von Fish. (Am. Mach. 28 Okt. 05 S. 492/94*) Konstruktion des Spindelkopfes und der Tischführung.

The cutting capacity of power presses. Von Zeh. (Am. Mach. 28 Okt. 05 S. 496/97*) Berechnung der Leistung von Blechscheren.

Notes on workmanship in riveting. Von Himes. (Eng. News 19. Okt. 05 S. 416*) Praktische Ratschläge, um dichte Nietungen zu erzielen.

Neue Preßluftwerkzeuge im Gießereibetriebe. Von Kicksee. (Gießerei-Z. 15. Okt. 05 S. 691/95*) Die dargestellten Druckluft
hämmer werden von der Internationalen Preßluft- und Elektrizitäts-Gesellschaft vertrieben.

Motorwagen und Fahrräder.

Skizzen von der Lütticher Ausstellung. Von Aders. (Motorw. 20. Okt. 05 S. 696/700*) Darstellung der von Delahaye, Darracq, Mors, Renault und Brillié ausgestellten Wagen. Schluß folgt.

The Serpollet steam vehicles. (Engineer 27. Okt. 05 S. 406/08*) Schaubilder und Konstruktionszeichnungen nebst kurzen Erläuterungen über verschiedene Ausführungen Serpolletscher Dampfmotorwagen.

Neue Aussichten für die Anwendung von Elektromobilen Von Vorreiter. (Motorw. 20. Okt. 05 S. 693/96) Vorteilhafte Verwendung elektrisch betriebener Motorwagen in Städten. Leistungen moderner Akkumulatoren der Kölner Akkumulatoren-Werke.

Pumpen und Gebläse.

Waterworks pumping engines in the United States and Canada. Von Barr. (Proc. Inst. Mech. Eng. 05 Heft 1 S. 21/56* mit 2 Taf.) Kurze Darstellung der Pumpmaschinen von 12 amerikanischen Städten. Bemerkenswerte Konstruktionseinzelheiten.

Schiffs- und Seewesen.

Sprung eines Schiffes. Von Liddell. (Schiffbau 25. Aug. 05 S. 60/61*) Allgemeine Erörterungen über die Anordnung des Decksprunges bei verschiedenen Schiffsgattungen.

Schnelle Motorboote. Von Techel. (Schiffbau 25. Aug. 05 S. 57/60) Allgemeine Erörterungen der bei der Konstruktion und Beurteilung der Motorboote maßgebenden Gesichtspunkte.

Textilindustrie.

Combing. Forts. (Text. World Rec. 15. Okt. 05 S. 129/33) Kritische Besprechung der verschiedenen Kämmaschinen für Baumwolle.

The manufacture of fancy yarn. Von J. und Ch. Dantzer. (Text. World Rec. 15. Okt. 05 S. 149/53*) Drucken und Färben von Fantasiegarnen.

The causes of defects in fabrics. Von Barker. (Text. World Rec. 15. Okt. 05 S. 154/58*) Fehler, die infolge Verwendung von ungeeignetem Rohmaterial und durch mangelhafte Maschinen zu entstehen pflegen.

Unfallverhütung.

Gefahren der Dampfkesselreinigung. Von Hauck. Schluß. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Sept. 05 S. 115/18*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Sept. 05.

Die Explosion eines Kohlensäurebehälters. Von Friebel. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Sept. 05 S. 113/14*) Der Behälter aus Mannesmann-Rohr hatte 140 mm Dmr. und 5 mm Wandstärke. Bei der wahrscheinlich infolge Erwärmung des Inhaltes durch die Sonne hervorgerufenen Explosion ist ein Arbeiter getötet worden.

Safety appliances for spinning mules. IV. (Engng. 27. Okt. 05 S. 544/48*) Sicherheitsvorrichtungen an Spindelköpfen.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Two gas engine accidents. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 429/30) Die im Jahresbericht 1901 der British Engine Boiler and Electrical Insurance Co. mitgeteilten Unfälle betreffen einen Wellenbruch beim Kurbelzapfen und einen Schraubenbruch beim Wellenende der Pleuelstange.

Wasserkraftanlagen.

The Riverdale plant of the Apple River Power Co. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 431/32*) Das zur Versorgung der Stadt Stillwater, Minn., bestimmte Werk enthält 4 Mc Cormick-Turbinen, die zu je zweien Drehstrommaschinen von je 250 KW Leistung mit 189 Uml./min antreiben. S. a. Zeitschriftenschau v. 4. Nov. 05.

Wasserversorgung.

The new intake of the Erie Water Works. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 434/36*) Die vorhandene Saugleitung von 1,5 m l. W. ist auf 5,57 km Länge ausgebaut worden, um reineres Wasser zu erhalten. Einzelheiten der Flanschenverbindung.

Werkstätten und Fabriken.

Die Rheinische Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf. (Gießerei-Z. 1. Okt. 05 S. 659/64*) Geschichtliche Entwicklung des von Ehrhardt begründeten Unternehmens und kurze Darstellung der verschiedenen Werkstätten.

The new shops of the Watson-Stillman Co. (Eng. Rec. 14. Okt. 05 S. 427/29*) Lageplan der in Aldene, N. J., gelegenen, für Wasserkraftmaschinen bestimmten Fabrik. Konstruktionseinzelheiten der Maschinenhalle und des Kraftwerkes.

The manufacture of cartridge-cases for quick-firing guns. Von Cubillo und Head. (Engng. 27. Okt. 05 S. 569/75*) Darstellung der spanischen Staatswerkstätten zur Herstellung von Geschoß- und Patronenhülsen in Trubia bei Oviedo, insbesondre der Stanzen und Pressen, Glühöfen und Prüfeinrichtungen.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engng. 27. Okt. 05 S. 548/52*) Meinungsaustausch zu der vorstehend erwähnten Abhandlung von Cubillo und Head.

Rundschau.

Ueber sehr eingehende **Untersuchungen an der Tantallampe** berichtet Prof. W. Wedding in der Elektrotechnischen Zeitschrift[1]). Die Lichtverteilung wurde an einer wenig gebrauchten Lampe für normal 25 HK ermittelt, die bei 110 V 0,3625 Amp Strom aufnahm. Fig. 1 zeigt das Ergebnis der auf zwei Seiten der Lampe ausgeführten Lichtmessungen, die Lichtstärke der hängenden Lampe in einer senkrechten Ebene. Zahlentafel 1 enthält die Durchschnittwerte der auf beiden Seiten ermittelten Lichtstärken.

Die höchste Lichtstärke liegt dicht unterhalb der Wagerechten. Oberhalb der Wagerechten wird durchschnittlich 0,875 der durchschnittlichen Lichtstärke unterhalb der Wagerechten ausgestrahlt. Die mittlere Lichtstärke der gesamten Kugel beträgt 19,3 HK und, hierauf berechnet, der spezifische Energieverbrauch 2,065 W/HK. Dagegen beläuft sich der spezifische Verbrauch, auf die Lichtstärke in der wagerechten Zone bezogen, auf 1,6 W/HK. Nach dem bolometrischen Verfahren ist aus der wagerechten Ausstrahlung ein Wirkungsgrad der Tantallampe von 0,00866 bestimmt worden.

Sehr wichtige Ergebnisse haben die Dauerversuche an vier neuen Tantallampen von je 25 HK gehabt, mit denen gleichzeitig Dauerversuche an vier 25kerzigen und vier 16kerzigen Kohlenfadenlampen angestellt worden sind. Die ermittelten Durchschnittwerte der vier Lampen jeder der drei Arten sind in Zahlentafel 2 und in der Schaulinientafel Fig. 2 eingetragen. Die Prüfung wurde bis zum vollständigen Verlöschen der vier Lampen durchgeführt. Die Ergebnisse bestätigen, daß die Lichtstärke anfangs ansteigt und bei den Tantallampen nach 2 bis 7 st, bei den Kohlenlampen nach 20 bis 50 st ihren Höchstwert erreicht. Die höhere Lichtstärke als die normale erhält sich bei den Tantallampen etwa 350 st, bei den Kohlenlampen 200 bis 250 st. Bei letzteren zeigt sich sodann das gewöhnliche Verhalten. Die Lichtstärke sinkt andauernd und hat nach 800 bis 900 Brennstunden bereits 20 vH ihres normalen Wertes verloren. Von diesem Zeitpunkt an die Kohlenlampen weiter brennen zu lassen, ist schon unwirtschaftlich.

Fig. 1.

[1]) Heft 41 vom 12. Oktober 1905 S. 943.

Zahlentafel 1.

Strahlungswinkel gegen die Senkrechte, von unten gerechnet . . . Grad	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
Lichtstärke . . . HK	4,1	8,0	13,7	18,3	22,8	25,3	25,0	23,7	20,4	15,7	8,9	3,7	0

Fig. 2.

Die Lichtstärke sinkt dann ständig weiter und weist nach 1500 st einen Verlust von 35 bis 40 vH auf, wobei sich der spezifische Verbrauch um fast 50 vH erhöht.

Die Tantallampe zeigt von der 200sten Brennstunde ab zunächst ebenfalls einen Abfall der Lichtstärke, und zwar um ungefähr 15 vH nach 900 st. Von dieser Zeit an beginnen bei den verschiedenen Lampen die Faden an einzelnen Stellen durchzubrennen. Da sich die Fäden in der Glühhitze dann aber wieder von selbst oder durch Schütteln zusammenschweißen, brennt die Lampe nicht nur weiter, sondern durch die gleichzeitig auftretende Querschnitt- und Gefügeänderung bleibt die Lichtstärke nunmehr erhalten und erhöht sich teilweise sogar wieder. Der spezifische Stromverbrauch wird von dem Zeitpunkt des ersten Durchbrennens an, der in Fig. 2 bei den vier Lampen durch ein kleines Kreuz angedeutet ist, ebenfalls nicht größer.

Das Durchbrennen des Fadens wiederholt sich nun bei den einzelnen Lampen in verschiedenen Zeitabständen, wie in Fig. 3 durch die kleinen Kreuze dargestellt ist, und Lichtstärke und Stromverbrauch verschlechtern sich nicht mehr, bis es schließlich nicht mehr möglich ist, daß der Faden zusammenschweißt. Die mittlere Brenndauer der vier untersuchten Lampen beträgt nach Fig. 3 1600 bis 2150, im Mittel 1870 Brennstunden. Nach dieser Zeit haben dagegen die Kohlenfadenlampen nur noch ein wenig mehr als die Hälfte ihrer normalen Lichtstärke.

Zahlentafel 2.

Brennstunden	Tantallampen von 25 HK		Kohlenfadenlampen von 25 HK		Kohlenfadenlampen von 16 HK	
	Lichtstärke HK	spezif. Verbrauch W/HK	Lichtstärke HK	spezif. Verbrauch W/HK	Lichtstärke HK	spezif. Verbrauch W/HK
0	26,3	1,68	23.9	3,44	15,7	3,23
2	27,6	1,59	—	—	—	—
7	28,3	1,57	—	—	—	—
17	27,4	1,60	—	—	—	—
21,5	—	—	28.4	2,79	18,6	2,81
37	27,1	1,62	—	—	—	—
44	—	—	28,3	2,80	18,7	2,80
85	26,6	1,67	—	—	—	—
110	—	—	27,2	2,94	18,1	2,88
179	27,1	1,64	—	—	—	—
228	—	—	24,9	3,17	16,3	3,19
256	26,9	1,66	—	—	—	—
344	—	—	23,2	3.36	14,9	3,44
370	24,7	1,79	—	—	—	—
489	—	—	23.3	3.34	14,5	3.48
491	23,6	1.87	—	—	—	—
609	—	—	22,0	3 52	14,1	3,57
637	23.5	1,89	—	—	—	—
757	23,2	1,92	18.7	4,06	12,7	3.89
850	—	—	19,5	3,85	12,7	3,83
905	21,4	2,04	—	—	—	—
1022	22,8	1,95	—	—	—	—
1199	22,2	1,98	—	—	—	—
1420	—	—	16,6	4,38	10,7	4,39
1582	23,6	1,94	—	—	—	—
1826	—	—	13,8	5,25	8,6	5 44
1989 [1])	23,2	2,03	—	—	—	—

[1]) bezieht sich nur noch auf eine der vier Tantallampen.

Die Dauerversuche haben die technische Ueberlegenheit der Tantallampe gegenüber der Kohlenfadenlampe bestätigt; jedoch muß erwähnt werden, daß die Tantallampe praktisch nur bei Gleichstrom verwendet werden kann. Bei Wechselstrom hat der Faden eine sehr geringe Lebensdauer. Es ist zu wünschen, daß die Gründe für dieses ungünstige Verhalten bei Wechselstrom bald aufgeklärt werden, damit vielleicht Verbesserungen in dieser Hinsicht getroffen werden können. Ein weiterer Nachteil ist, daß es noch immer nicht gelungen ist, die Lampenspannung über 110 V zu erhöhen, so daß also bei höheren Spannungen die Lampen zu zweien oder mehreren hintereinander geschaltet werden müssen.

Die Brücke über den St. Lorenzstrom bei Quebec, die weitest gespannte Straßen- und Eisenbahnbrücke der Welt, über die wir bereits in Z. 1905 S. 667 kurz berichtet haben, wird ein sehr dringendes Bedürfnis erfüllen; denn diese etwa 10 km oberhalb Quebec, 265 km unterhalb Montreal und 300 km von der See entfernt liegende Brücke hat in ihrem Verkehrsgebiete rd. 260 km Flußlänge, auf der eine weitere Brücke wegen allzugroßer Breite des Stromes wirtschaftlich sehr schwer ausführbar sein würde. Die von der Phoenix-Brückenbau gesellschaft in Phoenixville für die Quebec-Brücken- und Eisenbahngesellschaft auszuführende Brücke erhält deshalb eine Fahrbahn von rd. 27 m Breite für zwei Eisenbahngleise, zwei Fahrstraßen mit zwei Straßenbahngleisen und zwei Fußwege, die alle nebeneinander liegen.

Das Bauwerk ist in Fig. 4 und 5 in seinen Hauptabmessungen dargestellt[1]). Es ist um die Längenmitte symmetrisch und enthält zwei Seitenöffnungen von je 65,23 m, zwei Ankerrückarme von je 152,40 m, zwei Kragarme von je 171,45 m und einen Mittelträger von 205,73 m Länge; die ganze Länge zwischen den äußersten Lagermitten beträgt also 983,88 m, die Weite der Mittelöffnung zwischen den Lagern 548,63 m, nahezu 30 m mehr, als bei der Brücke über den Firth of Forth[2]). Die etwas schwankende Feldlänge hat das außergewöhnliche Maß von über 17 m, für das aber noch Blechträger als Fahrbahnträger verwendet sind.

Fig. 3.

Der Abstand der Hauptträgermitten der großen Oeffnungen beträgt 20,42 m, Fig. 5; die Hauptträger stehen lotrecht und tragen die Fußwege auf seitlichen Auskragungen, die beiden Straßen und die Eisenbahn zwischen sich.

Die lichte Durchfahrt ist noch 45,72 m über dem höchsten Wasser hoch, die größte Trägerhöhe zwischen den Mittellinien beträgt 94,03 m.

Alle Knoten haben Bolzenverbindung, mit Bolzen bis zu 610 mm Dmr. über dem Zwischenlager; die Augenbänder der Zugglieder erhalten bis 483 mm Breite und ihre Bolzen meist 305 mm Dmr.

[1]) Nach Railroad Gazette 1905 S. 242; Engineer 22. Sept. 1905 S. 276.

[2]) Z 1888 S. 912; 1891 S. 8.

Fig. 4. Brücke über den St. Lorenzstrom.

Fig. 5.

Die Hauptgurtungen sind 1,41 m hoch und 1,78 m breit. Die Fahrbahnträger sind 3,05 m hoch. Die Hauptlager, deren schwerstes 252 t wiegt, sind unter Vermeidung aller Gußstücke aus Walzeisen und Blechen durch Nietung aufgebaut und bilden jedes für sich höchst achtbare Bauwerke.

Die Rückarme sind eingerüstet, und zwar im mittleren Teil ihrer Breite zur Stützung der Fahrbahn in Holz, unter den Hauptträgern mit Eisenstützen; auf der mittleren Holzrüstung werden die Teile für den Vorbau angefahren. In der Eisenrüstung stehen je vier Stiele unter jedem Knoten, die durch Fachwerk verbunden sind und oben eine Arbeitsbühne tragen. Auf der letzteren ruhen die Untergurtknoten und außen daneben die Träger für den das ganze Tragwerk umgreifenden Rahmenkran mit 30,5 m Fußlänge, 65,5 m Höhe, 20,1 m vorderem Ueberhange und 95 t Tragkraft. Um diesen Kran auch durch die gerüstlose Hauptöffnung laufen lassen zu können, werden Träger an die Außenenden der Gelenkbolzen der fertigen Knoten gehängt und nach Maßgabe des Fortschrittes hinter dem Krane wieder aufgenommen. Der Kran baut in einer Stellung ein ganzes Feld vor; das Fachwerk ist so gebildet, daß das möglich ist, obwohl die Hauptschrägen je über zwei Felder laufen. Der Kran wird ganz elektrisch betrieben.

Die von Phoenixville am südlichen Brückenende ankommenden Teile werden auf ein 230 m langes Lager gebracht, das von zwei elektrischen Kranen von 21 m Greifweite bedient wird; von hier gehen die Teile unmittelbar über den fertigen Südteil zum Baukran oder für die Nordhälfte über den Fluß.

Die Zufuhrlinie wurde im Juli 1905 fertig; inzwischen waren auch die Pfeiler von M. P. Davis aus Ottawa erbaut. Die Baukrane wurden sofort errichtet, und die Aufstellung begann am 22. Juli. Am 1. September waren auf der Südseite die Hauptverankerungen, die ganzen Untergurte des Ankerarmes mit dem Windverband und die Hauptlager auf dem Flußpfeiler eingebaut; seitdem wird am Aufbau der Wandglieder des Rückarmes von der Verankerung aus gearbeitet. Man rechnet damit, die Arbeit vom 15. November 1905 bis zum 15. April 1906 des in jener Gegend sehr harten Winters halber unterbrechen zu müssen.

Die Quellen bringen Lichtbilder der Hauptlager, des Kranes, der Rüstungen und auf Bahnwagen verladener Einzelteile.

Wir hoffen, demnächst weiter über dieses Riesenbauwerk berichten zu können.

Die Stadt Boston hat in ihrem **Kanalisationswerk** in Calf Pasture eine nach den Entwürfen von E. D. Leavitt gebaute **Pumpe** für eine Leistung von 227,2 cbm/min aufgestellt. Sie hat den Zweck, die Abwässer, da das Gefälle bis zum Meer für einen selbständigen Abfluß nicht ausreicht, um rd. 14 m in ein Sammelbecken zu heben, aus dem sie zur Zeit der Ebbe in das Meer abgelassen werden. Die stehende Pumpe wird durch eine darüber angeordnete stehende Dreifach-Expansionsmaschine angetrieben. Hierbei sind Hoch- und Mitteldruckzylinder zu einer Gruppe vereinigt; diese und der Niederdruckzylinder treiben durch eine zwischengeschaltete doppelarmige Schwinge, an der eine von der hochliegenden Schwungradwelle abgeleitete Schubstange angreift, die beiden

Kanalisationspumpmaschine von E. D. Leavitt.

Fig. 6 und 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

einfachwirkenden Tauchkolbenpumpen, Fig. 6 und 7. Diese Bauart ist die weitere Entwicklung der für die Verbundanordnung bekannten Leavittschen Pumpmaschinen[1]). Die Dampfzylinder haben die Leavittsche Gitterschiebersteuerung. Bemerkenswert ist die Konstruktion des Pumpenkörpers, Fig. 8 mit den Ventilkörpern, die als Hauben um den Tauchkolben herum angeordnet sind. Da die Abwässer viel Unrat mit sich schleppen, von dem noch allerlei durch die Siebe hindurch in die Pumpe gelangt, so sind Ventilklappen nach Fig. 9 verwendet; als Dichtstoff dient Gummi; die Deckel sind aus Weißmetall mit Bleieingüssen, die Niete, welche die Weißmetallunterlage mit dem Deckel zusammenhalten, aus Kupfer. Das Grundmauer-

[1]) Vergl. Z. 1899 S. 1148.

werk ist als Pumpensumpf ausgebildet, und die Saugstutzen hängen in die Flüssigkeit hinein. Um die Pumpen zu tragen, sind in das Mauerwerk zu beiden Seiten **Träger** *a*, **Fig. 6**, eingebaut, auf die sich der obere, als Druckwindkessel ausgebildete Teil des Pumpenkörpers aufsetzt; der untere, die Saugventile aufnehmende Teil mit den Saugstutzen ist hieran frei aufgehängt und nicht besonders unterstützt.

Die **Führung einer Eisenbahnlinie über eine sich auf mehrere Kilometer Länge erstreckende Inselgruppe** haben die Amerikaner in die Hände genommen. Es handelt sich um eine Verbindung zwischen Homestead, 45 km südlich von Miami in Florida, mit Key West, der südlichsten Insel der Gruppe der Florida Keys. Von Homestead soll die Strecke, s. Figur, noch ungefähr 34 km über das Festland bis zur Küste geführt werden und von hier zuerst nach Key Largo, der größten Insel der Gruppe, übersetzen. Die einzelnen Inseln sind stellenweise durch viele Kilometer breite Meeresarme getrennt, in denen die Wassertiefe von 3,5 bis 8 m wechselt. Die Gesamtlänge des zu überbrückenden Wassers beträgt rd. 50 km. Die Ueberführungen bestehen aus gemauerten Viadukten von rd. 17 m Spannweite. Wo das Wasser flach genug ist, will man sich mit Erdaufschüttungen helfen. Die Arbeiten, die von der Florida East Coast Railway geleistet werden, sind bereits im Gang, und es steht zu erwarten, daß man in nicht allzu ferner Zeit von New York nach Key West, der wunderbar gelegenen Insel im Golf von Mexiko, auf dem Landwege gelangen kann. (Engineering News 19. Okt. 1905)

Infolge einer Beschwerde, die die Anwohner der Chicagoer Stadtbahn an die dortige Stadtverwaltung gerichtet haben, ist von P. Arnold eine ausführliche Untersuchung über **die Möglichkeit, das Geräusch der über die eisernen Viadukte fahrenden Züge** zu mildern, angestellt worden[1]). Die ältesten auf das gleiche Ziel gerichteten Versuche wurden schon im Jahr 1871 auf der Manhattan Elevated in New York ausgeführt. Man legte hier die Schienen nicht unmittelbar auf die hölzernen Querschwellen, sondern schaltete dazwischen eine Unterlage aus Blei, Filz oder Asphalt ein. Die versuchten Anordnungen, die durch Fig. 1 bis 3 veranschaulicht sind, haben sich aber im Vergleich zu dem geringen Erfolg als viel zu teuer erwiesen.

Im Jahre 1897 war die New York Central and Hudson River R. R. ebenfalls gezwungen, dem großen Geräusch der auf ihrem neuen eisernen Viadukt zwischen dem Harlem-Fluß und der 110ten Straße in New York fahrenden Züge abzuhelfen. Man machte Versuche mit verschiedenen Bettungen, insbesondre in Holzspänen und Asphalt, kam aber zu dem Ergebnis, daß diese Stoffe, so sehr sie auch zur Verminderung des Geräusches beitragen, wegen ihrer geringen Widerstandsfähigkeit für Eisenbahngleise ungeeignet sind. Daher entschloß man sich, eine durchgreifende Veränderung des Unterbaues vorzunehmen und die Schienen nicht mehr auf der Eisenkonstruktion, sondern auf Holzschwellen zu lagern, die von den Eisenteilen durch Schotter getrennt sind. In Fig. 4 und 5 sind die alte und die neue Form des Unterbaues nebeneinandergestellt. Die Verbesserung, die man hierdurch erzielte, war an sich ganz bedeutend; das Geräusch wurde aber doch nicht soweit vermindert, daß der Unterschied gegenüber dem benachbarten gemauerten Viadukt verschwunden gewesen wäre. Immerhin hatten die Arbeiten den Erfolg, daß alle Schadenersatzklagen der Anwohner sogleich zurückgezogen wurden.

Den gleichen Gedanken hat man auch bei Hochbahnen in europäischen Städten ausgeführt. Fig. 6 und 7 stellen den Unterbau der elektrischen Hochbahn in Liverpool dar. Hier ruhen die Schienen auf Langschwellen aus Holz, die durch eine Schicht von Asphalt und Schotter von der Eisenkonstruktion getrennt sind. Endlich sind noch die Unterbaukonstruktionen der Berliner Hoch- und Untergrundbahn zu erwähnen[1]). Auch von diesen ist bekannt geworden, daß sie, wenigstens was den hoch gelegenen Teil der Bahn im Osten der Stadt betrifft, ihren Zweck nur teilweise erfüllt haben.

Fig. 1 bis 3.

Fig. 4 und 5

Fig. 6 und 7.

Der Berichterstatter kommt auf Grund dieser Beispiele zu dem Schluß, daß man das Geräusch der Züge auf eisernen Viadukten überhaupt nicht ganz vermeiden kann, und daß, von diesem Gesichtspunkt aus betrachtet, für Städte nur Tunnelbahnen zu empfehlen seien, weil hier die Züge vollständig von einem schalldichten Bau umschlossen werden. Den nachträglichen Ersatz der eisernen Viadukte durch solche aus Beton, bei denen zwischen Schienenbett und Mauerwerk eine elastische Schotterlage eingeschaltet ist, hält er für zu teuer.

[1]) Revue générale des Chemins de Fer Juli 1905 S. 81.

[1]) Z. 1902 S. 230.

zumal auch dann nur ein Teilerfolg erreichbar wäre. Der Berichterstatter empfiehlt daher, die anzubringenden Veränderungen auf den Oberbau (Verbesserung der Schienenstöße) und das rollende Material zu beschränken.

Im Anschluß an den Aufsatz über die **wirtschaftliche Lage der Arbeiter in den Vereinigten Staaten**[1]) drucken wir nebenstehend eine graphische Uebersicht ab, die der neuesten Veröffentlichung des Bureau of Labor der Vereinigten Staaten von Amerika entnommen ist[2]), und die über die Bewegung der für das Arbeiterleben wichtigsten Zahlen im Laufe der Jahre von 1890 bis 1904 Auskunft gibt. Die einzelnen Werte sind in der Weise gewonnen, daß man den Durchschnitt aus den Jahren 1890 bis 1899 = 100 gesetzt und die einzelnen Jahreszahlen in Prozenten ausgedrückt hat. Die Werte beziehen sich auf 2567 Arbeiterfamilien, 350 Berufzweige, bei denen jedoch das Verkehrswesen, der Ackerbau und der Bergbau ausgeschlossen sind, und 3732 verschiedene industrielle Unternehmungen.

Beachtenswert an den Kurven ist nicht nur das Steigen der Arbeiterzahl in den berücksichtigten Unternehmungen und das gleichzeitige Ansteigen der Löhne, welche Werte beide auf den günstigen Stand der Industrie im allgemeinen schließen lassen, sondern auch das Steigen der Löhne mit den Nahrungsmittelpreisen in der Weise, daß die Kurven beider Werte streckenweise etwa parallel zueinander laufen. Endlich ist das stetige Sinken der Arbeitsdauer zu beachten.

Ueber den **Betrieb von Motoromnibussen in London** wird in der Kölnischen Zeitung folgendes berichtet: Vor etwa einem Jahre sind die ersten Motoromnibusse in ständigen Gebrauch gelangt. Sie fahren mindestens doppelt so schnell und der Fahrpreis ist entweder derselbe wie bei Pferdeomnibussen oder noch geringer. Infolge des großen Zuspruches, den die Motoromnibusse gefunden haben, hat auch der alte Pferdeomnibus seine Geschwindigkeit erhöht, jedoch zu spät; er ist bereits zum minderwertigen Großstadtfuhrwerk geworden. Heute sind in London schon 390 Motoromnibusse im Eigentum von 47 Gesellschaften in Betrieb. Die Milnes-Daimler-Gesellschaft, die bahnbrechend vorgegangen war, hat 63 Omnibusse, die Londoner Motoromnibus-Gesellschaft 37, und daran schließen sich die alten Pferdeomnibus-Gesellschaften und -Besitzer, die langsam, dem Zwange folgend, die Neuerung einführen. Auch das Aeußere der Motoromnibusse hat mit der Zeit Verbesserungen erfahren.

Die Technische Hochschule Berlin hat dem vortragenden Rat im kgl. preußischen Ministerium der öffentlichen Arbeiten, Geh. Ober-Baurat **Otto Sarrazin** zu Berlin, in Anerkennung seiner hervorragenden Verdienste um die Förderung der technischen Wissenschaften die Würde eines **Doktor-Ingenieurs ehrenhalber** verliehen.

[1]) Z. 1904 S. 1618.
[2]) Bulletin of the Bureau of Labor Juli 1905.

Der geplante **Umbau der Southern Pacific-Eisenbahn**[1]) auf der Strecke am Großen Salzsee ist nunmehr vollendet. Die neue Strecke durchquert den See nahe der Mitte, wo er 51 km breit ist, unter Benutzung der von Norden her in den See sich erstreckenden 7 km breiten Promontory-Halbinsel. Die übrigen zusammen 44 km langen Strecken sind eingleisig über hölzerne Brücken geführt, deren schwere Joche aus fünf untereinander verbundenen gerammten Pfählen in 4,5 m Abstand voneinander stehen. Zum Bau der Brücken sind 125000 cbm Holz verbraucht worden. Die ursprüngliche Absicht, die Strecke teilweise über Dämme zu führen, ist bisher noch nicht ausgeführt worden. Jedoch besteht auch jetzt noch der Plan, die Brücken später durch einen fortlaufenden Erddamm mit mehreren Durchlässen zu ersetzen. Zur Verminderung der Feuergefahr sind die jetzigen Brücken auf der ganzen Länge mit Kies bedeckt. (Prometheus 1905 Nr. 837)

Die **Vereinigung der Elektrizitätswerke** wird ihre Generalversammlung des Jahres 1906 in der Zeit vom 27. Mai bis 2. Juni in Lindau abhalten.

Abgabe von Büchern durch die Verfasser an ihre Hörer zu ermäßigten Preisen.

Der Vorsitzende des geschäftsführenden Ausschusses des akademischen Schutzvereines[2]) Geh. Regierungsrat Prof. Dr. Wach von der Universität Leipzig hat an die Zweigvereine folgende Mitteilung vom 19. Oktober 1905 gerichtet:

»Den Zweigvereinen haben wir die erfreuliche Mitteilung zu machen, daß der zwischen einigen hiesigen Professoren und ihrem Verleger auf Grund von § 26 des Verlagsgesetzes schwebende Prozeß, über den wir früher berichtet haben, in dritter und letzter Instanz in der grundsätzlichen Frage zugunsten der ersteren entschieden worden ist.

Das Reichsgericht hat anerkannt, daß die Autoren berechtigt sind, von ihrem Verleger eine beliebige Anzahl von Exemplaren ihrer Werke zu dem niedrigsten Preise, zu dem dieser sie im Betriebe seines Verlagsgeschäftes abgibt, zu beziehen und an ihre Hörer zu demselben Preise zu verkaufen.

Es steht sonach der vom Schutzverein erstrebten Verbreitung der zu Lehrzwecken dienenden Literatur unter den Studierenden kein Hindernis mehr im Wege, soweit nicht etwa besondre Vereinbarungen zwischen Autor und Verleger oder für die vor Inkrafttreten des Verlagsgesetzes — 1. Januar 1902 — abgeschlossenen Verlagsverträge landesgesetzliche Vorschriften dieses Recht des Autors beschränken.

Wir bitten, die dortigen Mitglieder von dieser Entscheidung recht bald in Kenntnis zu setzen. Ueber die Urteilsgründe werden wir demnächst ausführlich berichten.«

Berichtigung.

In Z. 1905 S 1736 Fig. 10 stellen die Ordinaten die Kosten einer tkm-Stunde in $^1/_{10}$ Pfg statt in Pfg dar.

[1]) Z. 1904 S. 1669.
[2]) Vergl. Z. 1903 S. 1399, woselbst über Zweck und Organisation dieses Vereines berichtet ist.

Patentbericht.

Kl. 13. Nr. 162659. Ueberhitzer. Ch. Hagans, Erfurt. Durch das mit Wärmeschutzmasse umkleidete Rohr a werden frische Feuergase nach der Rauchkammer geführt und mit einem Teil der aus den Rauchröhren c kommenden Abgase zur Beheizung des Ueberhitzers d gemischt.

Kl. 13. Nr. 160568. Wasserröhrenkessel. R. Schulz, Berlin. Der Kessel hat Rohrbündel, die den Ober- und Unterkessel verbinden, wobei die Feuergase durch die die Feuerung seitlich begrenzenden Rohrbündel in einem einzigen Zuge geführt werden. Die die Feuer beiderseits begrenzenden Rohrbündel a und b eines Zweifeuerkessels stehen durch einen Querkanal x aus feuerfester Masse derart in Verbindung, daß die in einem einzigen Hauptstrom vereinigten Feuergase

zunächst das Rohrbündel a in seiner ganzen Länge und in der ganzen Höhe der Röhren durchziehen, um dann durch x nach dem Rohrbündel b zu gelangen und dieses in der gleichen Weise zu durchstreichen.

Kl. 13. Nr. 161796. Sicherheitsventil. A. Maneby, Neufchateau (Frankr.). Das Ventil öffnet sich entsprechend der Größe der Dampfdrücke, während die unter dem Ventil beim Oeffnen entstehende Druckverminderung ausgeglichen wird und zwar dadurch, daß zwei kniehebelartig angeordnete Lenker *a*, *b*, von denen *b* sich auf eine am Gehäuse sitzende Pfanne *d* stützt, an ihrem Verbindungspunkte durch eine das Ventil *c* auf seinen Sitz drückende Feder *e* beeinflußt werden, die entweder unmittelbar oder unter Zwischenschaltung eines verstellbaren Gliedes *k*, *l* für einen bestimmten Hub des Ventiles und je nach dem Grad der Druckverminderung eingestellt werden kann.

Kl. 24. Nr. 162228. Rostbeschickung. J. Kudlicz, Prag. Der Brennstoff wird von einer umlaufenden Muldentrommel *a* nach oben gegen eine einstellbare Prallplatte *b* geworfen, die strahlenförmig verlaufende Verteilrippen *c* hat.

Kl. 24. Nr. 162578. Treppenrost. E. Völcker, Bernburg. Der Treppenrost besteht aus zwei Teilen, einem oberen festen Teil *a* und einem unteren gegen *a* einstellbaren Teil *b*. Die Stufen *c* des unteren Teiles *b* sind breiter als die Stufen von *a*, so daß sie auch über diese hervorragen können. Diese Bauart ermöglicht, die Kohlenschicht zu regeln und die Verbrennungsluft zweckmäßig einzuführen.

Kl. 24. Nr. 161758. Röhrenrost. F. Seiler, Mannheim. Der ausziehbare Röhrenrost ist für eine Niederzugfeuerung bestimmt und besteht aus U förmig gebogenen, mit Wasserkammern *a* und *b* verbundenen Wasserröhren *c*, die in den unteren Schenkeln bei *d* kreisförmige oder keilförmige Roststäbe bilden, während sie oben und hinten (bei *f*) flach gedrückt sind, so daß sie sich berühren und eine Entgasungskammer bilden, aus welcher die Rauchgase nur den Weg nach unten über den unteren Rost *r* haben.

Kl. 24. Nr. 162071. Gliederwasserrost. H. Barlach, Charkow (Rußl.). Die röhrenförmigen Roststäbe *a* sind U- oder hakenförmig gebogen, so daß die Anschlußköpfe außerhalb des Feuerbereiches liegen und auch unten mit der heißen Schlacke nicht in Berührung kommen. Die Anschlußköpfe *b* der Röhren werden durch Schraubenbolzen *c* zu einer durch die Rohre *f* gespeisten Wasserkammer vereinigt. Die Röhren können sich dabei, von Kesselteilen oder Einmauerung nicht gehindert, frei ausdehnen.

Kl. 46. Nr. 162767. Kühlverfahren für Viertaktmaschinen. W. Bachmann, Winterthur. Um das Zylinderinnere zu kühlen, wird gegen Ende des Arbeitshubes kurz vor Eröffnung des Auspuffventiles *b* ein Teil der Abgase durch *c*, *e* in eine Kühlvorrichtung *f g* geleitet, dort gekühlt, während des Auspuffhubes durch e_1, *d* in den Arbeitszylinder *a* zurückgeführt und schließlich durch die Auspuffleitung *h* ausgestoßen. Die Patentschrift zeigt noch 3 Ausführungsarten.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Probefahrten des englischen Panzerkreuzers »Roxburgh«.

Geehrte Redaktion!

Wir lesen erst heute im Heft 38 (vom 23. September d. J.) Ihrer Zeitschrift einen sehr interessanten Aufsatz über die Probefahrten des englischen Panzerkreuzers »Roxburgh«, in dem auch die Vergleichs-Probefahrten der Schwesterschiffe der »Devonshire«-Klasse herangezogen werden. Ueber den Kohlenverbrauch wird in diesem Aufsatz gesagt:

»Der Kohlenverbrauch für 1 PSi-st ist auf allen Schiffen praktisch derselbe, so daß, da die Maschinen nach gleichen Plänen erbaut sind, sich auch für alle Arten von Wasserrohrkesseln derselbe Kesselwirkungsgrad ergab. Auszunehmen ist der auffallend geringe Kohlenverbrauch der »Devonshire« auf der Volldampffahrt, der auf ungenaue Kohlenmessung zurückzuführen sein dürfte, weil die Kohlen, wie schon erwähnt, auf den forzierten Fahrten nicht stetig abgewogen wurden.«

Gestatten Sie uns, Ihnen mit Bezug hierauf mitzuteilen, daß dieser auffallend geringe Kohlenverbrauch der »Devonshire« auf der Volldampffahrt nicht infolge »ungenauer Kohlenmessung« erreicht wurde, sondern weil die Erbauer inzwischen eine kleine Konstruktionseinzelheit in den Oberkesseln geändert hatten, um eine vollkommene Trockenheit des Dampfes zu sichern.

Die Probefahrten der »Devonshire« sind in allen ihren Einzelheiten scharf kontrolliert worden, und diese Kontrolle wurde in dem in Ihrer Zeitschrift herangezogenen Falle besonders genau ausgeübt, gerade weil man sofort feststellte, daß der Kohlenverbrauch geringer war als auf den beiden vorangegangenen Probefahrten, trotzdem diese mit schwächeren Verbrennungsgängen ausgeführt waren.

Mit vorzüglicher Hochachtung

für J. & A. Niclausse

Geiseler.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **achtundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

B. Loewenherz und **A. H. van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.

C. Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure kostet für Mitglieder im Postinland 2 *M*, im Postausland 2,50 *M*, für Nichtglieder 6 *M*, und ist von der Geschäftsstelle, Berlin N.W. 7, Charlottenstr. 43, sowie durch Julius Springer, Berlin N. 24, Monbijouplatz 3, zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

// ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 46. Sonnabend, den 18. November 1905. Band 49.

Inhalt:

Die Dampfkessel und Dampfmaschinen auf der Niederschlesischen Gewerbe- und Industrie-Ausstellung Görlitz 1905[1].

Von Dr.-Ing. Förster.

(hierzu Tafel 17)

Dampfkessel nebst Zubehör.

Von den ausgestellten Dampfkesseln und zugehörigen Einrichtungen sind folgende besonders bemerkenswert:

Wasserrohrkessel der Wilhelmshütte, Fig. 1 bis 5.

Der Kessel hat 149,2 qm Heizfläche, 45,8 qm Ueberhitzerfläche und 4,48 qm Rostfläche; er ist für einen Betriebsüberdruck von 15 at und 350° Dampftemperatur gebaut.

Die hintere, nach oben sich verjüngende Wasserkammer steht auf einem querliegenden Wasserbehälter von 700 mm Dmr., der mit dem Oberkessel über der vorderen Wasserkammer durch ein Rücklaufrohr von 450 mm Dmr. verbunden ist.

Das hintere aus dem Kesselmauerwerk heraustretende Rücklaufrohr ist mit Handlöchern versehen, die den sich hier naturgemäß ablagernden Schlamm bequem zu beseitigen gestatten.

Die beiden Wasserkammern sind durch 108 Rohre von 83/76,5 mm Dmr. verbunden.

Charakteristisch ist die verschiedene Neigung der Rohre: die unteren beiden Reihen, die nach Gutermuth 60 vH der ganzen Dampfmenge liefern, sind mehr geneigt als die oberen und werden auch, da sie vorn abgedeckt sind, besonders stark beheizt. Das Verhältnis des äußeren Durchmessers zur Länge beträgt 1:58, die Neigung 1:3,4.

Der Wasserumlauf wird durch Einführtrichter vor den Rohren der unteren beiden Reihen sowie dadurch erheblich gefördert, daß das Speiserohr unmittelbar vor dem Rücklaufrohr in den Oberkessel einmündet.

Die nach oben zunehmende Breite der vorderen Wasserkammer, die in ihrer ganzen Länge in den Oberkessel mündet, und ein darauf sitzender Trichter erleichtern die Abscheidung der Dampfblasen aus dem aufsteigenden Wasserstrom, ohne daß er sich vorher mit dem in den Oberkessel eingeführten Speisewasser gemischt hätte.

Im übrigen besitzt der Kessel, wie die Figuren zeigen, alle erforderlichen Sicherheits- und Betriebseinrichtungen.

Die hohe Ueberhitzung wird durch die große Länge der Ueberhitzerrohre gewährleistet.

Der Platzbedarf wird dadurch gekennzeichnet, daß auf 1 qm Grundfläche des Mauerwerkes 8 qm Heizfläche ohne und 10,4 qm mit Einschluß des Ueberhitzers kommen.

Einrichtung zur Erzeugung von Gegenstrom und Wasserumlauf bei Flamm- und Heizrohrkesseln von Kuhnert, Breslau, Fig. 6 und 7.

Die Einrichtung ist eine bemerkenswerte Neuerung auf diesem viel behandelten Gebiete. Sie besteht aus einer Anzahl halbzylindrischer leichter Blechmäntel, die mit Schellen auf der Oberseite der Flammrohre befestigt werden. Auf den Mänteln sitzen eigenartig gestaltete Dampfhauben mit nach hinten gespreizten Rinnen. In dem Raum zwischen Mantel und Flammrohr wird der Dampf aufgefangen und durch die Haube und die Rinnen nach hinten geleitet. Während des Strömens durch diese Rinnen sollen die Dampfblasen infolge der besondern Gestaltung des Querschnittes eine treibende Wirkung auf die Wasserteilchen ausüben und dadurch einen Wasserstrom über den Flammrohren nach hinten und unter ihnen nach vorn verursachen. Die Wirkung wird dadurch verstärkt, daß die Rinnen sich spreizen, also eine breitere Wassermasse getroffen wird. Alle Teile sind so bemessen, daß sie durch die Mannlöcher gut ein- und ausgebracht werden können; der Kessel braucht nicht angebohrt zu werden.

Fig. 6 zeigt eine solche aus mehreren einzelnen Mänteln zusammengesetzte Vorrichtung in einem gläsernen Modellkessel; Fig. 7 stellt einen einzelnen Mantel mit Haube und Auspuffrinnen dar.

Die Wasserströmung soll bekanntlich bewirken, daß die Dampfblasen kräftig von den Heizflächen abgestreift werden und demgemäß die Verdampfung gesteigert wird; ferner soll der Temperaturausgleich in allen Schichten über und unter den Flammrohren befördert werden, um Spannungen infolge von Temperaturunterschieden in den Kesselwandungen zu vermeiden.

Die günstige Beeinflussung der Dampfbildung und der Strömung, ebenso auch den vollständigen Temperaturaus-

[1] Vergl. hierzu den Vorbericht Z. 1905 S. 1168.

Fig. 1 bis 5. Wasserrohrkessel

Schnitt a-b.

Das Wasser fließt dem Kalksättiger *a*, Fig. 8, aus dem Verteiler *b* zu. Die Sodalösung wird aus dem hinteren Teil des Kastens *c* durch ein kleines Gefäß zugemessen, das durch eine Kippvorrichtung entleert wird, welche ein Teil des aus dem Verteiler abfließenden Rohwassers betätigt.

Da alle Abflüsse im Verteiler durch Ueberfälle mit genau einstellbaren Schiebern geregelt werden, so wird nach einmaliger Einstellung stets eine durchaus gleichmäßige Mischung stattfinden.

Der Kalksättiger *a* und der Fäll- und Klärzylinder *d* zeigen die üblichen bewährten Formen. Das abfließende Wasser wird noch durch ein Feinquarzfilter *e* geleitet, das in bekannter Weise durch Umstellen des Wasser-

gleich zeigte sehr deutlich ein kleiner gläserner Modellkessel. Da die ersten Einrichtungen erst vor kurzem an mehreren großen Kesseln eingebaut worden sind, so stehen Erfahrungen aus der Praxis noch nicht zur Verfügung. Doch ist zu erwarten, daß die Ergebnisse eines bereits begonnenen Dauerversuches schon in nächster Zeit zur Veröffentlichung gelangen werden.

An mechanischen Feuerungen waren zwei ähnlich wirkende, gut durchdachte Konstruktionen ausgestellt: die Axer-Feuerung[1]) der Maschinenbau-A.-G. vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg i/Schl., und diejenige von Münckner & Co. in Bautzen[2]), auf die ich aber nicht näher einzugehen brauche, da sie in dieser Zeitschrift bereits früher besprochen sind.

Speisewasser-Reiniger von Franz Seiffert & Co. A.-G., Berlin-Eberswalde, Fig. 8.

Das Verfahren arbeitet mit Vorwärmung des Rohwassers durch den Abdampf der Speisepumpe, wobei nach Bedarf Frischdampf zugesetzt wird, und zeichnet sich durch besonders genaue, selbsttätige Zumischung der Kalk- und Sodalösung aus.

Fig. 6 und 7.
Einrichtung von Kuhnert zur Erzeugung von Gegenstrom und Wasserumlauf.

[1]) s. Z. 1902 S. 1162. Neuere Ausführungen sind dahin abgeändert, daß die Schlagstärke der Wurfschaufeln zwischen 4 verschiedenen Größen abwechselt.

[2]) s. Z. 1900 S. 742.

der Wilhelmshütte.

Schnitte c-d. e-f.

Fuchs eingehängt werden, das eine oben, das andre unten. Sie sind verbunden durch 36 eingewalzte Stahlrohre von 36,5/30,0 mm Dmr. und 2500 mm Länge, die zusammen für ein Element 10 qm Heizfläche ergeben. Durch Nebeneinandersetzen beliebig vieler solcher Elemente kann man jede gewünschte Heizfläche erhalten.

Die Enden aller oberen viereckigen Rohre sind durch Stahlkrümmer mit zwei Querrohren verbunden, in deren eines das kalte Wasser eintritt, während vom andern die Speiseleitung zum Kessel führt.

Nach Lösen der Krümmerverschraubung läßt sich jedes Element sofort herausheben und erforderlichenfalls durch ein Reserveelement ersetzen. Diese Arbeit kann von jedem Arbeiter in 1 bis 2 st ausgeführt werden.

In den viereckigen Längsrohren sind in gewissen Entfernungen Zwischenwände eingesetzt, so daß das Wasser, das im Gegenstrom durch den Vorwärmer läuft, abwechselnd auf und nieder steigt. Der Wasserstrom erhält ferner durch in die Rohre eingesetzte Blechspiralen eine schraubenförmige Bewegung, durch die, wie Versuche ergeben haben, die Erwärmung um 10 bis 12° gesteigert wird.

Der Vorwärmer wird auf dreifachen Kesseldruck geprüft. Er braucht täglich nur einmal mit überhitztem Dampf abgeblasen oder, falls solcher nicht zur Verfügung steht, mit einer besondern Abkehrvorrichtung von Flugasche gereinigt zu werden. Um eine innere Reinigung zu ermöglichen, befindet sich jedem dünnen Rohr gegenüber im Boden der viereckigen Rohre eine Reinigungsschraube. Eine Vorwärmung des Speisewassers auf 130° wird gewöhnlich dauernd erreicht.

stromes ausgewaschen werden kann, so daß sein Inhalt nicht erneuert zu werden braucht.

Ein bemerkenswerter neuer Vorwärmer war ausgestellt, zwar nicht im Betrieb, aber vielleicht gerade deshalb übersichtlicher: der Zirkulations-Gegenstrom-Vorwärmer (Economiser) von Tschentschel, gebaut von der Maschinenfabrik Lindenhof in Bunzlau i/Schl.

Der Vorwärmer besteht aus Paaren von viereckigen schmiedeisernen Rohren, die parallel zur Zugrichtung in den

Fig. 8.

Speisewasserreiniger von Franz Seiffert & Co. A.-G., Berlin-Eberswalde.

Rohwasser

Dampfleitung.

Die gesamte Rohrleitung nebst Zubehör ist von der Firma Franz Seiffert & Co. A.-G., Berlin-Eberswalde, ausgeführt worden.

Die Firma hat dabei den Grundsatz befolgt, alle neuen Konstruktionen im Betrieb und auch durch eine Sonderausstellung in einzelnen, zumeist aufgeschnittenen und durch Zeichnungen erläuterten Modellen vorzuführen. Wegen der kleinen Verhältnisse wäre es teilweise nicht nötig gewesen, die Rohrleitung in dieser Vollständigkeit auszuführen; es gewinnt aber dadurch die Ausstellung erheblich an Wert. Zur Beurteilung des Zwecks der einzelnen Konstruktionen ist es erforderlich, das in Fig. 9 bis 11 dargestellte Schema der Dampfleitung zu verfolgen.

Der Dampf der beiden Kessel tritt in ein gemeinsames Sammelrohr von 150 mm Dmr. Bei jeder für sich abstellbaren Verbindung ist Rücksicht auf die Längsausdehnung genommen, und zwar bei dem kürzeren Rohrstrang durch einfach im Rohr hergestellte Bogen, während das Rohr nach dem Kessel der Wilhelmshütte mit einem Kugelgelenk-Ausgleicher mit entlasteter Dichtfläche, Fig. 12, ausgerüstet ist. Dieser Ausgleicher ist hier nur eingebaut, um seine Wirksamkeit nachzuweisen; er vermag wesentlich größere Ausdehnungen aufzunehmen und würde für eine dauernde Anlage der vorliegenden Art nicht erforderlich werden. Weiter ist in der Leitung ein Selbstschlußventil, Fig. 13, eingeschaltet, das jederzeit probeweise in Wirksamkeit gesetzt werden kann. Auf beide Einrichtungen werde ich noch zurückkommen.

Die Verbindung zwischen Kessel und Maschinenhaus ist unterirdisch verlegt, und da die Entfernung rd. 20 m beträgt, so ist im Kesselhaus eine senkrecht angeordnete Ausgleichvorrichtung erforderlich, da der Wasserabscheider als fester Punkt für die ganze Hauptleitung ausgebildet ist. Um eine andre Ausgleichkonstruktion zur Darstellung zu bringen, ist hier der weiterhin beschriebene selbstdichtende Kugelgelenk-Ausgleicher verwendet, Fig. 14. Vom Wasserabscheider

Fig. 9 bis 11.

Dampfleitung von Franz Seiffert & Co. A.-G., Berlin-Eberswalde.

gehen die Dampfleitungen nach den Maschinen. Die Leitung nach oben ist wieder mit einem selbstdichtenden Kugelgelenk-Ausgleicher ausgestattet, der sowohl die Ausdehnung der oberhalb im Maschinenhaus verlegten wagerechten Dampfleitung, als auch diejenige der senkrechten Verbindungsleitung aufnimmt.

Zur Entwässerung der gesamten Rohrleitung ist im Maschinenhauskeller eine selbsttätige Kondensationspumpe, Bauart Seiffert, Fig. 16 bis 19, aufgestellt, die das in ein Sammelgefäß geleitete Kondensationswasser in den Kessel zurückspeist. Diese Pumpe ist schon auf der Ausstellung in Düsseldorf vorgeführt worden und in dieser Zeitschrift 1903 S. 1227 erwähnt. Die in Görlitz im Betriebe gewesene Pumpe zeigt aber wesentliche Verbesserungen. Die selbsttätige Steuerung der Dampfzuführung ist umgebaut, und der Zuflußkanal vom Sammelgefäß nach der Pumpe ist in die gemeinsame Grundplatte verlegt. Durch letztere Aenderung wird unter den Saugventilen der Pumpe ein Wasserabschluß gebildet, der das Durchströmen des Dampfes verhindert und so eine sichere Wirkung der Pumpe gewährleistet. Die Pumpe wird selbsttätig durch einen Schwimmer im Sammelgefäß angestellt.

Wie man sich bei der im Betriebe befindlichen Pumpe überzeugen kann, arbeitet sie völlig sicher und hält die gesamte Frischdampfleitung stets wasserfrei. Der Arbeitsbedarf der Pumpe ist nur ganz geringfügig, weil lediglich die Kolbenreibung zu überwinden ist, da die Pumpe zwischen Frischdampfleitung und Speiseleitung eingeschaltet wird und in beiden Leitungen derselbe Druck herrscht. Ständen die Kessel soviel tiefer, wie es der Reibung und den sonstigen Widerständen entspricht, so würde das Kondensationswasser

Fig. 12.

Kugelgelenk-Ausgleicher mit entlasteter Dichtfläche.

durch sein Eigengewicht in die Kessel zurücktreten. Um dies zu verhüten und um einen sicheren Abschluß zu haben, ist ein in Fig. 16 dargestelltes Belastventil eingeschaltet, das die Pumpe zur Arbeitsleistung zwingt; es wird für einen Gegendruck von rd. 1 at belastet und dient gleichzeitig als Rückschlagventil. Bei Benutzung der Pumpe zum Entwässern der Frischdampfleitungen ist zu beachten, daß in die

Zuflußleitung nur Anschlüsse mit gleichem Druck münden, und daß bei jedem Abschluß ein Rückschlagventil nach Fig. 20 eingeschaltet wird. Dieses Ventil hat einen Kolben, dessen beide Seiten durch einen engen Ausgleichkanal verbunden sind, so daß es sich nur bei längerem Druckunterschied schließt; dadurch wird ein fortgesetzter Wechsel zwischen Oeffnen und Schließen des Ventiles bei geringeren Druckschwankungen innerhalb der Leitung vermieden und das Ventil erheblich geschont, weil die sonst unvermeidlichen Schläge wegfallen.

Die Leitungen, in denen einzelne Abteilungen zeitweise ausschaltbar sind, sollten eigentlich auch noch eine freie Entwässerung erhalten, damit innerhalb der außer Betrieb gesetzten Leitung jede Ansammlung von Wasser, die etwa durch Undichtigkeiten von Ventilen veranlaßt werden könnte, vermieden würde.

Eine derartige Entwässerung ist beispielsweise im städtischen Elektrizitätswerk II zu Breslau ausgeführt. Das Schema dieser Anlage zeigt Fig. 21. Die Bedeutung der einzelnen Leitungen ergibt sich ohne weiteres aus der Zeichnung.

Fig. 13. Selbstschlußventil.

Kugelgelenk-Ausgleicher mit entlasteter Dichtfläche, Fig. 12.

Die Einrichtung besteht im wesentlichen aus einem an beiden Enden T-förmig ausgebildeten Verbindungsrohr, dessen Abzweige, von denen aber nur der eine offen ist, als Kugelzonen gestaltet sind. Diese Kugelzonen werden von einem mehrteiligen, mit einem Anschlußstutzen versehenen Stahlgußgehäuse umschlossen. Es ist also nur die Abdichtung der in der Ausflußebene befindlichen Kugelzone erforderlich; sie erfolgt durch Anpressen der Dichtflächen mittels Spannfedern, die gleichzeitig eine ungleiche Ausdehnung des T-Stückes und des äußeren Gehäuses zulassen. Aus der Figur ist zu ersehen, daß die Entlastung vollständig ist und bei der Bewegung lediglich die Reibung zu überwinden ist, die dem zur Abdichtung der eingeschliffenen Flächen erforderlichen geringen Ueberdruck der Federn entspricht. Infolge ihrer leichten und weitgehenden Beweglichkeit nach allen Seiten eignet sich die Konstruktion namentlich an Stellen, wo keine festen Punkte zu erreichen sind. Der Einbau in die Rohrleitung soll derartig angeordnet sein, daß die Hauptausdehnung eine drehende Bewegung des T-Stückes im Gehäuse veranlaßt.

Wie ein Versuch zeigt, genügt schon das Eigengewicht, um eine Drehung zu veranlassen.

Universal-Kugelgelenk-Ausgleicher, Fig. 14 und 15.

Auch diese Einrichtung ist bereits durch ein Modell auf der Ausstellung in Düsseldorf zur Anschauung gebracht und in dieser Zeitschrift 1903 S. 1225 kurz erwähnt worden. Es sind aber auch hier einschneidende Verbesserungen vorgenommen, und da auf der Görlitzer Ausstellung beide Konstruktionen im Betriebe vorgeführt wurden, vermochte man genau den Vorteil der neuen Bauart zu erkennen. Wie Franz Seiffert & Co. mitteilen, hat sich die Nutzlosigkeit der Stopfbüchse bei der älteren Konstruktion erwiesen; auch ohne diese ist die Abdichtung der Kugelfläche gesichert. Der Ausgleicher erhält aber durch den Fortfall der sich weit ausbauenden Stopfbüchse eine größere Bewegungsfreiheit, oder bei gleichbemessener Ausdehnung der Rohrleitung eine wesentlich kürzere Baulänge.

Fig. 14 und 15. Selbstdichtender Kugelgelenk-Ausgleicher.

Die neue Einrichtung des Ausgleichers besteht aus einem Verbindungsrohr, das an jedem Ende mit einem Kugelkörper aus Nickelbronze versehen ist. Auf jeden Kugelkörper ist eine Stahlgußkappe dampfdicht aufgeschliffen, in der sich der Kugelkörper frei bewegen kann. An jede Kugelkappe schließt sich ein Stahlgußkrümmer und an diesen die Rohrleitung. Der Dampfdruck preßt die durchbohrte Nickelkalotte in den eingeschliffenen Sitz.

Durch den Fortfall der Stopfbüchse ist auch die Beobachtung der Dichtfläche erleichtert. Damit nicht das nach Absperren des Dampfes entstehende Vakuum die Dichtflächen voneinander trennt, sind zwischen eine Schelle und den Flansch Federn eingebaut, deren Spannung so bestimmt wird, daß stets die Dichtflächen mit 1 at Ueberdruck gegeneinander gepreßt werden.

Wennschon dieser Ausgleicher mehr Widerstand bietet als der in Fig. 12 dargestellte, so ist seine Nachgiebigkeit doch zweifellos größer als bei den bisher üblichen Lyrabogen. Man

Fig. 16 bis 19.

Selbsttätige Kondensationspumpe, Bauart Seiffert

muß auch berücksichtigen, daß die Ausdehnung der Rohrleitung bei der Anwärmung vor sich geht, hierbei aber der Dampfdruck in der Leitung noch nicht die volle Höhe hat, also auch die durch ihn veranlaßten Reibungswiderstände noch nicht so erheblich sind.

Selbstschlußventil mit Absperrventil, Fig. 13.

Bei den bisher bekannten Selbstschlußventilen, insbesondre solchen, wo der Selbstschlußkegel mittels Hebelübertragung durch Gewicht belastet wird, war es dem Belieben des Wärters anheimgestellt, die Beweglichkeit des Selbstschlußkegels zu prüfen; wird dies unterlassen, so brennt der Kegel an seinen Führungsstellen fest und das Ventil wird bei einem Rohrbruche versagen. Diesem Uebelstande soll die in Fig. 13 dargestellte Konstruktion abhelfen, die eine mechanische Lüftung des Selbstschlußkörpers beim Oeffnen des Ventiles, also jeweils bei Inbetriebsetzung der Leitung, bewirkt.

Fig. 20

Rückschlagventil.

In dem Stahlguß-Ventilgehäuse ist auf jeder Seite des gemeinschaftlichen Ventilsitzes ein Selbstschlußkegel angeordnet. Der obere Ventilkegel wird auf der Niederschraubspindel geführt, der untere auf einer Spindel, die an ihrem unteren Ende mit einer Büchse fest verbunden ist und an ihrem oberen Ende in einer am oberen Ventilkegel befindlichen Hülse verschiebbar, aber undrehbar geführt wird. Der obere Selbstschlußkegel wird beim Oeffnen des Ventiles durch die einseitig abgeschrägten Zähne einer auf einem Vierkant sitzenden Büchse mitgenommen und in seiner Führung gedreht. Beim Schließen dagegen gleiten die Zähne der Büchse über die entsprechenden Zähne auf dem Ventilhals weg, so daß das Ventil ohne Drehung auf seinen Sitz

Fig. 21.

Entwässerung der Dampfleitungen im Elektrizitätswerk II zu Breslau.

gepreßt wird. Beim Oeffnen, also Drehen des oberen Ventiles, wird die untere Spindel mit der Büchse ebenfalls gedreht. Die Büchse hat auf der oberen Fläche kleine Nocken, durch die das untere Ventil auf- und abbewegt, also gewissermaßen bei Inbetriebsetzen der Leitung gangbar gemacht wird.

Eine Neuerung ist weiter darin zu erblicken, daß der Schluß des Ventiles nicht, wie bei allen bisher bekannten Konstruktionen von Selbstschlußventilen, durch die Saugwirkung des Dampfes veranlaßt wird, sondern daß der Dampfdruck auf beiden Flächen ruht. Demzufolge muß sich jeder, selbst der kleinste Druckunterschied am Selbstschlußkegel bemerkbar machen, so daß man durch Belastung den Schluß des Ventiles bei beliebigem Druckverlust herbeiführen kann. Der Hebel des unteren Ventilkegels wird auf beiden Seiten mit Gegengewichten belastet; eines derselben dient zur Ausbalanzierung des Selbstschlußkegels, das zweite für die Einstellung des zulässigen Druckabfalles. Beim oberen Ventil ist keine Ausbalanzierung erforderlich; das Gewicht für den Selbstschluß muß vielmehr schwerer sein, da das Eigengewicht des Kegels hier das Schließen unterstützt.

Zur Beantwortung der Frage, ob Dampfrohrleitungen für hohen Druck mit Selbstschlußventilen versehen werden sollen, hat die Firma Franz Seiffert & Co. in die Hauptleitung innerhalb des Kesselhauses ein Ventil eigener Konstruktion eingebaut, das jederzeit probeweise in Wirksamkeit gesetzt werden kann. Durch die Beobachtung dieses Selbstschlußventiles vermag man die bisher wenig beachtete Tatsache abzuleiten, daß der Abschluß je nach der Entfernung des Rohrbruches einstellbar sein müßte. Genügt z. B. ein Druckabfall unmittelbar hinter dem Ventil von nur 0,2 at, um den Abschluß herbeizuführen, so schließt dieses Ventil erst bei einem Druckabfall von 2,5 at, sofern die Leitung an einer 20 m weiter entfernten Stelle bricht. Diese Tatsache führt naturgemäß zu der Erkenntnis, daß ein Selbstschlußventil, falls es in eine Hauptleitung eingebaut wird, seinen Zweck selten zur rechten Zeit erfüllen wird. Je weiter vom Ventil entfernt ein Bruch eintritt, um so größer muß die Dampfgeschwindigkeit werden, um den für den Selbstschluß nötigen Spannungsabfall zu erreichen. Man tut also gut, diese Ventile in die kleinen Zu- oder Ableitungen einzubauen. Ist dies in der Zuleitung zur Hauptleitung geschehen, so wird sich der Spannungsabfall in der engeren Zuleitung schon bei einem kleinen Unfall an der weiteren Hauptleitung ausreichend bemerkbar machen und so die Hauptleitung besser sichern. Dieselben Gesichtspunkte bedingen ein Selbstschlußventil bei den Abzweigen. Nimmt man eine Hauptleitung von 200 mm l. W. an, in welcher ein Selbstschlußventil eingebaut ist, und an der Abzweige von rd. 60 mm l. W. einen Bruch erleiden, so wird der aus dem kleineren Rohr ausströmende Dampf bei dem größeren keine oder nur geringe Druckverminderung herbeiführen, mithin das Selbstschlußventil in der Hauptleitung nicht schließen, dagegen ein am Abzweig vorgesehenes Ventil unbedingt zur Wirkung bringen.

Zur Rückkühlung des Kondensationswassers dient ein für 90 cbm/st berechneter Kaminkühler von Friedrichs & Co., Sagan, dessen Platzbedarf 5,9 × 5,9 qm und dessen Höhe 18 m beträgt. Der Einlauf des durch eine Zentrifugalpumpe aus dem Oelabscheider gehobenen Wassers liegt 5 m über Erdoberfläche. Der Einbau besteht aus terrassenförmig angeordneten Latten und bietet den Vorteil, daß eine Beaufschlagung der gesamten Querschnittsfläche des Kühlers in geringer Höhe stattfindet. Das mit etwa 45° eintretende Wasser wird um etwa 19° gekühlt.

Der Kühler zeigt äußerlich gefällige Formen.

Dampfmaschinen.

Die Ausstellung zeigte eine große Zahl vorzüglich ausgeführter Dampfmaschinen, von denen hier nur zusammengestellt werden soll, was daran eigenartig ist.

Außer den auf S. 1168 genannten Firmen hatten auch Albinus & Lehmann in Görlitz eine sorgfältig ausgeführte 150pferdige Maschine mit einer neuen zwangläufigen Steuerung von Proell-Schwabe ausgestellt.

Die Steuerung hat 2 Exzenter, Fig. 22, ein festes inneres und ein von dem auf der Steuerwelle zwischen den Ventilen sitzenden Achsenregler beeinflußtes äußeres. Durch die gegenseitige Verdrehung der Exzenter werden der Hub und der Voreilwinkel verändert; doch bleibt die Voreinströmung immerhin noch fast konstant.

Um einen Rückdruck auf den Regulator zu vermeiden, sind die Exzenter so angeordnet, daß die Richtung des Stangenzuges bei den normalen Füllungen in das Mittel des festen Exzenters fällt. Die Exzenterstangen tragen am Ende Stahlrollen, die auf einer Kurve des Einlaßhebels so laufen, daß das Ventil langsam angehoben und dann schnell geöffnet, am Ende des Hubes aber wieder langsam und geräuschlos auf seinen Sitz niedergelassen wird.

Die Auslaßventile werden durch besondre Exzenter und

Fig. 22.
Steuerung von Proell-Schwabe an der 150pferdigen Dampfmaschine von Albinus & Lehmann, Görlitz.

Stahlrollen, die auf ähnlichen Kurven am Ventilhebel laufen, geöffnet.

Zu bemerken ist noch, daß außer den übrigen Lagern der Maschine auch das vierteilige Hauptlager mit Ringschmierung versehen ist.

Wie die meisten andern Dampfmaschinen der Ausstellung hat auch diese Schwabe-Stopfbüchsen[1]); ebenso sind hier, wie sonst überall, die Ventilspindeln ohne Stopfbüchsen abgedichtet.

Von Interesse ist das Ergebnis eines Dampfverbrauchversuches, den E. G. Fischinger, Dresden, an einer mit der gleichen Steuerung versehenen 700pferdigen Verbundmaschine, gebaut von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Breitfeld, Danek & Co. in Prag-Karolinental, bei C. A. Preibisch in Reichenau ausgeführt hat. Es ergab sich bei 338,6° C Dampftemperatur an der Maschine, 11,14 at mittlerem Ueberdruck und 66,27 cm Vakuum: 4,35 kg Dampfverbrauch für 1 PS_i-st, 7,87 kg für 1 KW-st. Zugesichert hatte die Fabrik 4,5 kg/PS_i-st.

[1]) s. Z. 1903 S. 1049.

Die auf ähnlichen Grundlagen fußende Elsner-Steuerung[1]) war an einer von Richard Raupach in Görlitz ausgestellten Dampfmaschine von 525 und 380 mm Zyl.-Dmr. und 1000 mm Hub vertreten, die bei 100 Uml./min rd. 500 PS_e leistet und je nach Dampfdruck und Ueberhitzung 4,9 bis 5,1 kg Dampf braucht.

Auch die zwangläufige Steuerung von Hunger[2]), welche die Maschinenfabrik J. F. Christoph A.-G. in Niesky baut, beruht auf der Verdrehung zweier Exzenter gegeneinander.

Jedes Einlaßventil wird durch ein auf der Steuerwelle aufgekeiltes Exzenter betätigt, Fig. 23 und 24, dessen Bügel durch einen Bolzen mit einem das Exzenter umfassenden Ringe gelenkig verbunden ist, an welchem der Regulator mit einer Zugstange angreift. Die Ventilzugstange ist ebenfalls durch einen Bolzen an dem Ringe befestigt und überträgt die Exzenterbewegung in der aus Fig. 23 ersichtlichen Weise auf das Einlaßventil.

Durch den Angriff des Regulators wird der Ring mitsamt dem Exzenterbügel um den Mittelpunkt des Exzenters verstellt und dadurch die Füllung von 0 bis 70 vH verändert.

Fig. 23 und 24.

Zwangläufige Steuerung von Hunger.

Die Rollkurven zum Anheben des Ventiles ergeben von der normalen bis zur größten Füllung den gleichen Ventilhub.

Die Auslaßventile werden durch besondere Exzenter ebenfalls mittels Rollkurven bewegt.

Hinzuweisen ist noch auf die Bauart des für Dampf von 350° C bestimmten Zylinders, der nach den langjährigen Erfahrungen der Fabrik ausgeführt ist. Er hat selbst keinen Fuß, ist vielmehr mit seinem hinteren Ende verschiebbar in einem besondern, als Fuß ausgebildeten Ringe gelagert, so daß der Wärmeausdehnung Rechnung getragen ist.

Die Maschine ist eine Auspuffmaschine von 400 mm Bohrung und 700 mm Hub. Sie leistet bei 125 Uml./min, 11 at Eintrittsüberdruck und 350° C Dampftemperatur 150 PS_e. Der Dampfverbrauch beträgt 6,8 bis 6,5 kg/PS_i-st bei 20 bis 23 vH Füllung.

Wie bei allen Christophschen Maschinen ist auch hier die Schmierung besonders sorgfältig behandelt, und zwar ist für Kurbelwellenlager, Kurbel und Kreuzkopfzapfen eine Umlaufschmierung mit Filtrieren des Oeles durch Holzwolle vorgesehen. Zum Betriebe dient eine kleine, von der Steuerwelle angetriebene rotierende Pumpe.

Die einzelnen Steuerteile werden von einem Zentralöler mit Verteilröhrchen geschmiert, der beim Stillsetzen der Maschine durch einen Handgriff außer Tätigkeit gebracht wird.

Von ganz besonderm Interesse ist die Tandem-Verbundmaschine, Bauart Schmidt, der Maschinenfabrik vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg i/Schl., Taf. 17 und Fig. 25.

Die Maschine hat 400 und 700 mm Zyl.-Dmr. bei 800 mm Hub. Die normale Umlaufzahl von 112 i. d. Min. ist während des Ganges um ± 5 vH verstellbar. Bei 10 at Eintrittsüberdruck und 300° C Dampftemperatur leistet die Maschine normal 310 PS_i = 280 PS_e und maximal 400 PS_i = 365 PS_e.

Der gewährleistete Dampfverbrauch bei Normalleistung beträgt 4,8 kg für 1 PS_i-st.

Auf der Ausstellung wurde die Maschine während der Abendstunden mit etwa 260 PS_i belastet.

Bei dieser Maschine ist der leitende Konstruktionsgedanke, auf kleinstem Raume bei größter Wirtschaftlichkeit die größte Leistung zu erzeugen, besonders deutlich zu erkennen. Seit Jahren arbeitet die Fabrik planmäßig gerade nach dieser Richtung hin und hat nunmehr in der Tandemmaschine ein bemerkenswertes Ergebnis dieses Strebens ausgestellt. Um dieses Ergebnis besonders deutlich zu kennzeichnen, gebe ich im folgenden eine Zusammenstellung aller Tandem-Verbundmaschinen, die seit 5 Jahren in dieser Zeitschrift beschrieben worden sind. In der Zusammenstellung ist aber nicht der Platzbedarf in der sonst üblichen willkürlichen Weise angegeben, wonach man einen gewissen freien Raum um die Maschine zuschlägt. Eine solche Darstellung würde die Uebersichtlichkeit und den Einblick in die Bedeutung der Konstruktion erschweren, weil sich die Abmessungen der Kurbelwelle, des Schwungrades oder der Schwungraddynamo mit der Leistung wenig ändern, jedenfalls neben den Abmessungen der Zylinder und der Steuerung, die weiterhin als Grundlagen benutzt werden, mehr als unveränderliche Zuschläge zu betrachten sind. Es soll vielmehr die Fläche als Vergleichsmaßstab benutzt werden, die durch den Abstand der Steuerwelle von der Mitte der Zylinder und die Länge der Maschine von Mitte Kurbelwelle bis zum hintersten Punkt des Zylinders bestimmt wird. Diese Maße sind unmittelbar abhängig von den Abmessungen der Maschine, also der Leistung und der mehr oder weniger geschickten und gedrängten Bauart.

In Spalte 4 der Zusammenstellung ist das Produkt dieser Maße als »Vergleichsgrundfläche« gegeben und in Spalte 5 die Zahl der auf 1 qm dieser Fläche entfallenden effektiven Pferdestärken der Normalleistung bezw. eingeklammert der größten Leistung. Sämtliche angeführten Maschinen sind gleichartig; sie haben alle, außer Nr. 1, Ventilsteuerung und nicht nach hinten durchgehende Kolbenstange. In Spalte 6 endlich ist das Vielfache des Hubes zusammengestellt, das der ganzen Länge entspricht; wie man sieht, spart die Schmidtsche Maschine eine ganze Hublänge in ihrer Gesamtlänge.

Aus dieser Zusammenstellung, bei der die Regelmäßigkeit in der Zunahme der Vergleichzahlen in Spalte 5 bei den Maschinen Nr. 1, 4, 5 und 6 die Zulässigkeit des angenommenen Vergleiches bestätigt, geht hervor, daß die Schmidtschen Maschinen den sonst üblichen Maschinen gleicher Leistung um etwa 40 vH und den Maschinen doppelter Leistung noch um etwa 20 vH in der Raumausnutzung überlegen sind.

Daß ferner die Tandem-Verbundmaschine als solche erheblich weniger Platz beansprucht als die Verbundmaschine gleicher Leistung mit nebeneinander liegenden Zylindern, ist bekannt und braucht nicht noch erörtert zu werden.

[1]) s. Z. 1898 S. 29. An der dort dargestellten Anordnung ist seither die Auslaßsteuerung geändert: der lange, ungünstig beanspruchte Hebel *g* wird jetzt kürzer und widerstandsfähiger gegen Biegungsbeanspruchungen ausgeführt. Die Stopfbüchsen der Ventilspindeln fallen jetzt ebenfalls fort.

[2]) Vergl. auch Z. 1901 S. 601.

Die gedrungene kurze Bauart der Tandemmaschine der Maschinenbauanstalt vorm. Starke & Hoffmann wird in erster Linie durch die sinnreiche, gut durchkonstruierte Zylinderverbindung, Patent Max Schmidt, ermöglicht. Diese vermeidet das sonst bei Tandemmaschinen übliche Zwischenstück, ohne den Nachteil erschwerter Zugänglichkeit der Stopfbüchse im Zwischenstück und des Niederdruckkolbens in den Kauf zu geben. Letzterer wird, ohne daß der Niederdruckzylinder geöffnet zu werden braucht, mittels der Mutter des Hochdruckkolbens festgezogen. Herausgenommen wird er in der Weise, daß der Hochdruckzylinder ohne Abbau der Steuerung, nachdem eine Scheibenkupplung der Steuerwelle gelöst ist, durch das Schaltwerk der Maschine auf einer Gleitbahn zurückgeschoben wird.

Die einzige Stopfbüchse befindet sich zwischen den beiden Zylindern und ist ihnen gemeinsam. Die dabei verwendete reibungsfreie Metallstopfbüchsenpackung nach Schwabe ist in eine Kompensationshülse eingebaut und von außen zugänglich. Der

Fig. 25.

Tandem-Verbundmaschine, Bauart Schmidt, der Maschinenfabrik vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg i/Schl.

Tandem-Verbundmaschinen.

1	2	3	4	5	6
	Herkunft, Abmessungen usw.	Leistung normal [maximal] PSe	Vergleichsgrundfläche qm	spezifische Leistung normal [maximal] PSe/qm	Länge in Vielfachem des Hubes
1.	Fr. Wanniek & Co., Brünn. 9 at; 300°; 325/900 mm Zyl.-Dmr.; 600 mm Hub; $n = 150$; Kolbenschieber. Z. 1900 S. 1793.	150	0,8 · 5,5 = 4,1	34,1	9,1
2.	Maschinenbauanstalt vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg i/Schl. 10 at; 300°; 400/700 mm Zyl.-Dmr.; 800 mm Hub; $n = 112$. Ausstellung in Görlitz.	280 [365]	0,91 · 6,1 = 5,73	48,8 [63,7]	7,6
3.	desgl. 10 at 460/800 mm Zyl.-Dmr.; 900 mm Hub; $n = 95$. Weberei von Rinkel, Landeshut i/Schl.	360 [460]	1,0 · 6,75 = 6,75	53,3 [68,2]	7,5
4.	Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk. 10 at; 475/750 mm Zyl.-Dmr.; 1000 mm Hub; $n = 100$. Z. 1902 S. 773.	400	1,265 · 8,6 = 10,88	36,8	8,6
5.	Maschinenbau-A.-G. Union, Essen. 10 at; 500/930 mm Zyl.-Dmr.; 1100 mm Hub; $n = 94$. Z. 1902 S. 1147.	540	1,35 · 9,6 = 12,96	41,7	8,7
6.	Gebr. Sulzer, Winterthur. 9,7 at; 285°; 610/1025 mm Zyl.-Dmr.; 1300 mm Hub; $n = 83,5$. Z. 1902 S. 803.	750 [920]	1,55 · 11,5 = 17,82	42,1 [51,6]	8,8

für hoch überhitzten Dampf konstruierte Hochdruckzylinder besteht aus drei Teilen, deren mittlerer mit der Kolbenlauffläche vollständig als Rotationskörper ohne jeden Ansatz gestaltet ist. Dadurch wird ein störungsfreier Kolbenlauf auch bei der höchsten Temperatur gesichert, weil eine ungleichmäßige Ausdehnung nicht stattfinden kann. Mit diesem mittleren Teil sind die beiden Ventilgehäuse durch Flansche mit aufgeschliffenen Dichtungsflächen verbunden. Das vordere dieser Ventilgehäuse ist mit dem Zwischenstück der Maschine zusammengegossen, um eine Flanschverbindung zu ersparen. (Diese Ausführung fällt unter Patentschutz.) Die zwangläufige Ventilsteuerung beider Zylinder ist eigene Konstruktion der Firma. Besonders beachtenswert sind die zur Steuerung der Einlaßventile dienenden Rollendaumen, deren Form sanftes Anlegen der an den Exzenterstangen sitzenden Rollen bedingt, und die infolge des geringen Gewichtes der bewegten Massen hohe Umlaufzahlen gestatten.

Die Rollen werden nach dem Schluß des Ventiles vollständig vom Daumen abgezogen, so daß das einmal geschlossene Ventil nicht mehr durch die Steuerung beeinträchtigt wird.

Die Auslaßventile werden ebenfalls durch Rollendaumen gehoben.

Am Niederdruckzylinder wird jedes Ventil durch ein besonderes Exzenter betätigt, während am Hochdruckzylinder je ein Einlaß- und ein Auslaßventil ein gemeinsames Exzenter haben. Die Füllungen beider Zylinderseiten und der Voreintritt sind bei jeder Regulatorstellung gleich groß. Die Kompression läßt sich in weiten Grenzen verstellen.

Die Füllungsänderung zwischen 0 und 70 vH bewirkt ein reiner Federregulator, Bauart Jahns, der jeden Anspruch an genaue Regelung erfüllt. Sein Ungleichförmigkeitsgrad beträgt $2^1/_2$ vH und ändert sich auch nicht bei Verstellung der Umlaufzahl um $\pm$ 5 vH durch die Federwage. Die Gelenke sind entlastet, ohne seitliche Klemmungen; der Gleitring ist mit einem Kugellager versehen, so daß der Regulator außerordentlich empfindlich ist. Zudem werden alle Gelenke und Gleitflächen selbsttätig und zuverlässig mittels Zentralölung geschmiert.

Wie auch sonst üblich, haben die Lager der Steuerwelle und das Endlager der Kurbelwelle Ringschmierung. Für das Hauptlager der Kurbelwelle ist, ähnlich wie bei der Christophschen Maschine, Umlaufschmierung mit Filtrierung des zurückfließenden Oeles vorgesehen.

Das Triebwerk ist durch ein Gegengewicht an der Kurbel ausbalanziert, wie es die Fabrik bei 3 m Kolbengeschwindigkeit auszuführen pflegt.

Die Dampfmaschinen der Görlitzer Maschinenbauanstalt waren, wie schon auf S. 1169 gesagt worden ist, in mehreren kennzeichnenden Bauarten ausgestellt, die alle die soliden und geschmackvollen Ausführungsformen der durch hunderte von ähnlichen Maschinen bekannten Fabrik zeigten. Nach wie vor behauptet hier die seit 15 Jahren von der Fabrik bevorzugte alte zwangläufige Collmann-Steuerung das Feld. Daß übrigens die Fabrik dabei nicht stehen bleibt, sondern vor allem für kleinere Maschinen nach einfacheren, billigeren Steuerungen sucht, zeigen die beiden andern von ihr ausgestellten Steuerungen von Lentz[1]) und Recke[2]).

Von besonderm Interesse ist die erste von der Görlitzer Maschinenbauanstalt hergestellte Dampfturbine, Bauart Zoelly. Sie leistet normal 600 PS_e, maximal 900 PS_e, macht 3000 Uml./min und ist für unmittelbare Kupplung mit einer Dynamomaschine bestimmt. Die Konstruktion entspricht der in dieser Zeitschrift 1904 S. 693 gegebenen Beschreibung. Eine Aenderung ist nur insofern eingetreten, als aus Fabrikationsrücksichten die Laufradscheiben jeder Stufe — bei der ausgestellten Turbine hat jede Stufe 5 Räder — gleichen Durchmesser erhalten haben, so daß die äußeren Durchmesser der Leitkränze verschieden sind.

Die Maschine läuft sehr ruhig; die Regelung wirkt sicher und sehr genau, so daß auch bei Leerlauf die normale Umlaufzahl eingehalten wird.

Welchen Umfang die Fabrikation der Zoelly-Turbinen bereits angenommen hat, geht daraus hervor, daß das Zoelly-Syndikat diese erste Turbine der Görlitzer Maschinenbauanstalt als Nr. 77 führt.

Ueberblickt man das, was im vorstehenden, zum Teil nur in allgemeinen Umrissen, geschildert ist, so ergibt sich, daß die Niederschlesische Maschinenindustrie mit Fleiß und Ausdauer auf bewährten Bahnen weiter arbeitet. Sie hat es verstanden, sich mit geschicktem Griff die neueren Erfahrungen zunutze zu machen, das Gute und Brauchbare festzuhalten und zu großer Vollkommenheit auszubilden. Von diesem Gesichtspunkt aus darf der Görlitzer Ausstellung ein voller Erfolg zugesprochen werden.

[1]) Vergl. Z. 1902 S. 1921. [2]) Vergl. Z. 1902 S. 1146.

Güterwagen von hoher Tragkraft.

Von **Metzeltin**, kgl. Regierungsbaumeister a. D., Hannover.

(Schluß von S 1788)

(hierzu Textblatt 8)

8) Englischer Privatwagen von 40,6 t Tragkraft.
(Fig. 49 bis 52)

Leergewicht (mit Luftdruckbremse) Q_l 13 920 kg
Dienstgewicht Q_d 54 520 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$ . . . 0,255
Rauminhalt . . 43,5 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt . . . 320 kg

Dieser Wagen hat die größten zurzeit vom Clearing House für Privatwagen in England zugelassenen Abmessungen. Die größte Außenbreite beträgt vorschriftsmäßig nur 2438 mm, also weniger, als z. B. in Deutschland für Bahnen

Fig. 49 bis 52. Englischer Privatwagen.

Fig. 49.

Fig. 50.

mit 1 m Spurweite zulässig ist, die Gesamt-Kastenlänge 10363 mm. Versuchsweise angewendete Wagen von 13106 mm Gesamtlänge haben in England vielfach zu Störungen Veranlassung gegeben, da die Buffer hintereinander griffen und hervorragende Teile, wie die seitlich außen liegenden Bremsräder, gegen feste Bauten stießen. Bei dem vorliegenden Wagen haben sich Buffer von 457 mm Dmr. selbst für das Befahren der auf englischen Anschlußgleisen häufig vorkommenden Krümmungen von nur 30 m Halbmesser als ausreichend erwiesen.

Die Seitenwände sind mit je zwei zweiflügeligen Drehtüren versehen; Boden und Stirnwände sind 4,8 mm, die Seitenwände 4,0 mm stark; bei Verwendung zum Erztransport wird der Boden meist 6,4 mm, die Seitenwände 4,8 mm stark genommen. Die Kastenwände sind durch Winkeleisen mit dem Boden verbunden und schneiden mit den Längsträgern und Bufferbohlen außen glatt ab. Bisweilen werden die Seitenwände bis an die Unterkante der Längsträger heruntergeführt und an letztere angenietet. Diese Bauart, die sich auch bei amerikanischen Wagen findet, s. Fig. 47 und 48 (S. 1787), ist aber wenig empfehlenswert, da Längsträger

Fig. 53.

Fig. 54 bis 57.

und Seitenwand an der Verbindungsstelle infolge der eindringenden Feuchtigkeit rosten; den Anstrich zu erneuern, der vor dem Zusammensetzen aufgebracht werden muß, ist nicht möglich. Oben läuft um den Kasten ein Saumwinkel, bei dem nach Fig. 53 der innere Winkel scharf, die äußeren Kanten rund gewalzt sind. Der senkrechte Schenkel des Saumwinkels liegt innen, so daß die Rungen vom Längsträger bis oben hin ohne Kröpfung glatt durchgehen.

Die Eckrungen sind ähnlich wie die Saumwinkel ausgewalzte Winkeleisen. Die Seiten- und Stirnrungen sind aus einem Blechstreifen nach Fig. 54 bis 57 mit wulstförmigem Querschnitt gepreßt; sie sind außerordentlich steif. Der innere Schluß an den Plattenstößen erfolgt, wie aus diesen Figuren ersichtlich, durch Aufnieten eines Blechstreifens.

Der Rahmen besteht nur aus gepreßten Blechen. Die ganz außen liegenden ⊐-förmigen Längsträger sind an den Enden niedriger als in der Mitte des Wagens. Die beiden mittleren Längsträger haben den gleichen Querschnitt, doch

Fig. 51.

Fig. 52.

werden bei ihnen auch die Flansche nach der Mitte des Wagens zu breiter. Sie gehen aber nicht auf die ganze Länge des Untergestelles durch, sondern sind durch die über jedem Drehgestell liegenden beiden Querträger unterbrochen. Die Bufferbohlen sind ebenfalls ⊐-förmig ausgeflanscht, jedoch mit breitem Unterflansch, und nehmen alle vier Längsträger sowie je 2 kurze Schrägen zwischen den Flanschen auf. Die Querträger bestehen, abgesehen von den oben erwähnten, über den Drehgestellen liegenden durchgehenden Trägern, aus je 3 gepreßten Stücken, die, wie aus Fig. 51 ersichtlich, in der Mitte ausgespart sind. Eckbleche sind nirgends vorhanden, da der Boden zur Versteifung des ganzen Untergestelles genügt. Auf die Drehgestellträgerpaare sind unten Bleche aufgenietet.

Die Drehgestelle bestehen ebenfalls aus Preßstücken. Die Längsrahmen sind nach innen umgeflanscht, und zwar in der Mitte oben zur Aufnahme der seitlichen Tragplatten 190 mm weit. Ueber den Achsbüchsenausschnitten sind sie erhöht und innen durch ein aufgenietetes Blech versteift. Die Niete dienen gleichzeitig zur Befestigung der Achsbüchsenführungen, die übrigens immer erst nach dem Annieten gehobelt werden. Infolge der Rahmenerhöhung über den Achsbüchsenausschnitten können die Drehgestelle nicht hervorgedreht werden, wie dies zum Uebergang auf rechtwinklig zum Hauptgleis liegende Anschlüsse bei kleinen Drehscheiben nötig ist; doch genügt der Spielraum zum Befahren von 30 m-Krümmungen. Infolge der Anwendung von Blattfedern mußten auch die Enden der Rahmen durch ein gepreßtes Querblech verbunden werden, das gleichzeitig zur Aufnahme der Bremsaufhängung dient. Die beiden Querträger sind in der Mitte durch die aus Fig. 49 ersichtlichen Λ-förmigen Preßstücke unter der oben aufgenieteten Mittelplatte verbunden, so daß Verdrehungen der Querträger bei Rangierstößen nach Möglichkeit ausgeschlossen sind. Der Mittelzapfen nimmt die ganze Last auf; die mit Fett geschmierten seitlichen Führungen sollen nur bei Schwankungen des Wagenkastens in Tätigkeit treten.

Die Achsbüchsen bestehen aus Stahlformguß oder Temperguß, die Achslagerschalen aus Rotguß mit Weißmetalleinlage. Schalen ohne diese Einlage liefen meist heiß, sind also für Flächendrücke von etwa 20 kg/qcm nicht mehr geeignet. Die Achsschenkel sind 254 mm lang und 127 mm stark. Die geschmiedeten Speichenräder haben 838 mm Laufkreisdurchmesser (das Clearing House schreibt neuerdings als geringsten Durchmesser 939 mm vor).

Fig. 58.

Die Buffer, Fig. 58, entsprechen der üblichen englischen Ausführung mit besonderm Führungsschaft. Hinter dem Bufferfuß liegt eine kleine Feder zur Dämpfung des Schlages, falls der zusammengedrückte Buffer plötzlich frei wird. Eine Führungslänge von mindestens 109 mm genügt, um zu vermeiden, daß sich der Buffer eckt. Buffergehäuse und Führungsstange bestehen aus Stahlformguß oder Schmiedeisen.

Der Wagen ist mit Hand- und Luftdruckbremse versehen. Die Handbremse kann von jeder Seite des Wagens mittels Handrades betätigt werden; sie dient aber nur als sogenannte Verschiebebremse, da der Bremser zu ihrer Betätigung neben dem Wagen her laufen muß.

Eine Prüfung des Wagens ohne den Kasten mit 83 t gleichmäßig verteilter und 7 t in der Mitte aufgebrachter Last ergab eine Durchbiegung der Längsträger in der Mitte um 22 mm, die nach der Entlastung wieder verschwand. Die Seitenwände brauchen also zum Tragen nicht mit verwendet zu werden, d. h. die seitlichen Türen können unbedenklich bis oben hingeführt werden.

9) 40,6 t-Wagen für 1676 mm Spurweite. (Fig. 59 bis 61)

Leergewicht (mit Luftsaugebremse) Q_l	14230 kg
Dienstgewicht Q_d	54830 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,260
Rauminhalt	41 cbm
Leergewicht für 1 cbm Rauminhalt	356 kg.

Dieser Wagen weicht in seinem Bau von dem vorerwähnten Wagen erheblich ab. Die beiden Seitentüren gehen in ganzer Kastenhöhe durch und sind so geteilt, daß

Fig. 59. Fig. 60.

Fig. 61.

Fig. 59 bis 61.
40,6 t-Wagen.

die untere Hälfte als Falltür, die obere dagegen mit zwei Flügeln ausgebildet ist. In der Mitte der Seitenwände befindet sich noch eine dritte halbhohe Türöffnung, die ebenfalls durch eine Falltür geschlossen ist. Die den Türen zunächst liegenden Felder der Seitenwände sind durch Winkeleisenstreben versteift, die unter der Türöffnung bis zur Bufferbohle durchgehen. Zwischen den Drehgestellen dienen die Kastenwände als Träger mit. Unter den Oeffnungen der durchgehenden Türen sind die Längsträger außer durch die vorerwähnten Streben durch besondere, auf den Steg genietete Laschen verstärkt.

messer, da sich die Unterschiede der letzteren durch Zusammennieten dieser beiden Teile in verschiedener Höhe ausgleichen lassen. Die Achsbüchsführungen sind für jede Achse aus nur einem Stück, und zwar gleich mit vertieftem Lager für eine Wickelfeder, gegossen. Der Wagen ist daher doppelt gefedert, was allerdings die Bauart verteuert, aber zur Schonung des Wagens wie des Oberbaues beiträgt.

Alle Räder werden einseitig gebremst, und zwar von der Verschiebebremse, deren Anordnung im Grundriß, Fig. 61, erkennbar ist, oder von der Luftsaugebremse.

Fig. 62 bis 65. 40,6 t-Wagen der Great

Fig. 62.

Fig. 63.

Der Rahmen zeigt nur einen mittleren Längsträger, jedoch ist die Bufferbohle in der aus Fig. 61 ersichtlichen Art kräftig versteift.

Der Drehgestellzapfen dient nur zur Führung; die Last wird durch seitlich liegende Blattfedern (oder auch Wickelfedern) übertragen.

Der Drehgestellrahmen besteht aus einem einfach gehaltenen Preßstück von 7,7 mm Stärke, an das innen ein ⊏-Eisen von 254 mm Höhe genietet ist. Diese Bauart ist namentlich für die Herstellung von besonderm Vorteil; die gleichen Drehgestellteile passen für verschiedene Raddurch-

10) 40,6 t-Wagen der Great Central-Bahn mit Livesey-Gould-Rahmen (Fig. 62 bis 65)[1].

Leergewicht (mit Luftsauge- und Verschiebebremse) Q_l	15220 kg
Dienstgewicht Q_d	55820 „
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,273
Rauminhalt	43,5 cbm
Leergewicht für 1 cbm Rauminhalt	350 kg

[1]) Railroad Gazette 1905 S. 61.

An diesem Wagen ist besonders die Bauart des Untergestelles bemerkenswert. Der Rahmen besteht aus zwei kräftigen, nur 559 mm voneinander entfernt liegenden ⊏-Eisen, die durch ein Hängewerk aus Winkeleisen versteift und je mit 8 Kragträgern zur Unterstützung des Kastens ausgestattet sind. Den Untergurt bildet ein T-Eisen; der Obergurt wird durch das Bodenblech des Kastens ersetzt. Die Seitenwände schließen sich, wie aus Fig. 64 ersichtlich, an die Untergurte des Kragträgers an.

Einen Livesey-Gould-Rahmen für einen bedeckten Wagen zeigt Fig. 66, und zwar links den Kragträger über dem Drehgestell, rechts die etwas leichter ausgebildeten Zwischenkragträger. Diese Rahmenbauart eignet sich besonders für Mittelkupplung; bei Seitenbuffern erfordert sie eine kräftige Versteifung der Bufferbohle, Fig. 63 und 67, um die Stöße auf den mittleren Längsrahmen, das eigentliche Rückgrat des Wagens, zu übertragen.

11) 50 t-Wagen der französischen Südbahn.[1])

Leergewicht (mit Bremse und Bremserhaus) Q_l .	15400 kg
Dienstgewicht Q_d	65400 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,235
lichte Kastenmaße	10610×2630×1000 mm
Rauminhalt	28,2 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	525 kg
Radstand	5550+2×1650=8850 mm
Gesamtlänge über die Buffer	11930 »

Die französische Südbahn hat zur Beförderung von Kohlen und Erzen zwischen den Pyrenäen und den Werken in Cette und Pouillac 10 dieser Wagen von den Forges de Douai beschafft. Sie fassen 30 t Kohlen oder 50 t Erze.

Kastenwände und Boden bestehen aus Holz und sind 35 bezw. 50 mm stark. Die 4 Seitentüren nehmen die ganze Kastenhöhe ein. Die Seitenrungen haben Wulstform, wie bei dem unter Nr. 7 beschriebenen englischen Wagen.

Das Untergestell und die Drehgestelle sind gänzlich aus Preßblechen hergestellt und gleichen im Zusammenbau vollständig dem vorerwähnten Wagen (Nr. 7). Die Formen der einzelnen Stücke sind jedoch teilweise etwas verwickelter, um einerseits möglichst kräftige Verbindungen zu erhalten, anderseits an Gewicht und an Arbeitslöhnen für Ausschneiden und dergl. zu sparen. Die vorläufig nur von Hand zu betätigende Bremse wirkt auf alle Räder mit je zwei Klötzen.

Die Achsschenkel sind 250 mm lang und haben 185 mm Dmr.

Da eine Belastungsprobe mit 82 t nur eine Durchbiegung von 8,5 mm ergab, wird bei weiteren Ausführungen das Gewicht des Untergestelles durch Fortlassung von einigen Querträgern und Wahl etwas geringerer Blechstärken auf 14 t vermindert werden, so daß das Verhältnis $\frac{Q_l}{Q_d} = 0{,}220$ werden wird.

[1]) Beschreibung und ausführliche Zeichnung s. Revue générale April 1904 S. 267.

Central-Bahn.

Fig. 64.

2489 1524 48 2635 64 48 1111

Fig. 65.

76.76.9,5 76.140.9,5 2362

Bedeckter Güterwagen mit Livesey-Gould-Rahmen.

Fig. 66.

⊏ 102 hoch ⊏ 152 hoch 305×152×9,5 Flacheisen 102×76 ⊏ 102 hoch 63×63×9,5 1600

Fig. 67.

C) Bedeckte Güterwagen.

Bei bedeckten Güterwagen hat sich ein viel geringeres Bedürfnis für Wagen von großer Tragfähigkeit ergeben, da nur wenige Massengüter eine Beförderung in bedeckten Wagen bedingen [1]). Ich kann mich daher hier auf einige wenige Worte und Skizzen beschränken. In Deutschland und Oesterreich beträgt die Tragfähigkeit der zweiachsigen bedeckten Wagen im allgemeinen 15 t, im Auslande, besonders in England, meist weniger [2]).

Fig. 68 und 69.

16,3 t-Wagen der East Indian-Bahn.

5994 1093 3505 2388 2743

[1]) Hauptsächlich kommt Getreide in Frage. Indische Bahnen, die nach der Küste zu viel Getreide, in umgekehrter Richtung Kohlen zu befördern haben, laden letztere, um doppelte Leerläufe zu vermeiden, bisweilen in bedeckte Wagen; die Mehrkosten des Be- und Entladens spielen bei dem niedrigen Arbeitslohn gegenüber den Ersparnissen an Betriebs- und Anschaffungskosten keine Rolle.

[2]) Vereinzelt finden sich jedoch auch in England schon bedeckte 15 t-Wagen, z. B. auf der Great Central-Bahn (vergl. Railroad Gazette 1905 S. 60).

1) 16,3 t-Wagen der East Indian-Bahn von 1600 mm Spur. (Fig. 68 und 69)

Fig. 68 und 69 zeigen den normalen Güterwagen der East Indian-Bahn, die für ihre neueren Güterwagen nur noch Eisen verwendet. Das Gewicht des Wagens beträgt 8130 kg.

Eisen und sein Farbanstrich widerstehen zwar den klimatischen Einflüssen des Monsuns und der Sonne auf die Dauer nur schwer; Teakholz, die einzige Holzart, die wegen der Insekten verwendbar ist, zeigt aber ein hohes Schrumpfmaß, so daß sich bei den in Indien vorkommenden Temperaturschwankungen von — 17° bis + 80° (letzteres in der Sonne) alle Verbindungen schnell lockern.

Fig. 70 und 71. 20,3 t-Wagen der Burma-Bahn.

Fig. 72 bis 74.

30,5 t-Wagen der Great Western-Bahn.

2) 20 t-Wagen der französischen Nordbahn.

Der zweiachsige bedeckte 20 t-Wagen der französischen Nordbahn [1]) gleicht dem bisherigen 10 t-Wagen von 6890 mm lichter Kastenlänge, 2500 mm Breite, 2900 mm Höhe und 3550 mm Radstand. Es sind nur die Abmessungen der Achsschenkel von 200/100 mm auf 255/130 mm gebracht und die Federn mit 9 Blättern von 75 × 12 qmm Querschnitt durch solche von 100 × 13 qmm Blattstärke ersetzt. Das Gewicht dieser hölzernen Wagen mit Bremse beträgt 8000 kg.

[1]) Revue générale 1897 I S. 97. Die Nordbahn besitzt bereits 2500 derartige Wagen.

3) Vierachsiger 20,3 t-Wagen der Burma-Bahn von 1 m Spur (Fig. 70 und 71).

In Burma hat sich bei dem gleichmäßigeren, allerdings

Fig. 75 bis 77.

30 t-Wagen der Egyptischen Staatsbahn.

vielfach recht feuchten Klima Teakholz dauerhafter als Eisen erwiesen. Der dargestellte Wagen mit Dach aus verzinktem Wellblech wiegt 7900 kg.

4) 30,5 t-Wagen der Great Western-Bahn.
(Fig. 72 bis 74)

Dieser in den Bahnwerkstätten zu Swindon gebaute Wagen besteht mit Ausnahme der Türrahmen vollständig aus Eisen. Das Gewicht beträgt 15400 kg. Für die Langträger sind I-Eisen verwendet; die T-förmigen Rungen der Seitenwände sind unten entsprechend gekröpft.

Aehnliche Wagen, jedoch mit hölzernem Kasten und Diamond-Drehgestellen, von 15240 kg Gewicht besitzt die Lancashire and Yorkshire-Bahn.

5) 30 t-Wagen der Egyptischen Staatsbahn, gebaut von der Ungarischen Waggon- und Maschinenfabrik in Raab (Fig. 75 bis 77).

Dieser Wagen weicht, abgesehen von den dem größeren Durchgangsprofil entsprechenden größeren Außenmaßen, hauptsächlich im Bau des Untergestelles von dem letztbeschriebenen Wagen ab. Die Langträger sind ⊏-Eisen, welche mit ihrem Stege ganz nach außen gelegt sind, so daß die Rungen ohne Kröpfung durchgehen. Der Kasten ist an den Ecken nicht gerundet, sondern durch Eckrungen von Winkeleisen abgeschlossen.

D) Trichterwagen[1]).

Muß Kohle durch Menschenkraft aus Güterwagen entladen werden, so kann man rechnen, daß 1 Mann 3 bis 4 t/st bewältigt. Mit der zunehmenden Tragkraft der Kohlenwagen geht daher das Bestreben Hand in Hand, die Entladung durch die Schwerkraft der Ladung besorgen zu lassen, d. h. an Stelle der flachbodigen Güterwagen solche mit trichterförmigem Boden zu verwenden. Soll sich ein solcher Wagen selbsttätig entleeren, so müssen alle Wände geneigt liegen. In Amerika begnügt man sich für Kohlenwagen meist mit einer Neigung von 30°; besser ist es jedoch, wie es in England meist geschieht, wenigstens 33 bis 36° zu nehmen. Den Linien, wo mehrere geneigte Wände zusammenstoßen, gibt man möglichst 45° Neigung. Bei Erzen sollte keine Wand weniger als 45° geneigt sein. Die Neigung der Wände bedeutet im allgemeinen gegenüber den flachbodigen Güterwagen von gleichen Außenmaßen einen Verlust an Raum, und zwar je nach der Bauart etwa 5 bis 20 vH. Das Verhältnis des Rauminhaltes des Trichterwagens zu dem gewöhnlicher Güterwagen von gleichen Außenmaßen ist im nachfolgenden mit Völligkeitsgrad bezeichnet worden. Bei Trichterwagen für Erztransport ist dieser Völligkeitsgrad nicht von Wichtigkeit, da Erze bei ihrem hohen spezifischen Gewicht auch bei schlechter Raumausnutzung viel kürzere Wagen bedingen als Kohle.

Die Trichter sollen möglichst tief herunter hängen, damit das Gut sanft entladen wird. Bisweilen sind Trichterverschlüsse erwünscht, die einen beliebig großen oder kleinen Bruchteil des Wageninhaltes abzulassen gestatten.

Die Bauart der Wagen schwankt, je nachdem ob lange oder kurze Entladerümpfe vorhanden sind, oder ob sie zwischen den Schienen oder außerhalb liegen.

Fig. 78 und 79. Englischer 20,3 t-Trichterwagen.

6696 2273 2756 3658

Fig. 80 bis 82. 20,3 t-Trichterwagen der Great Central-Bahn.

5486 3048 2438 6400 3048

[1]) Vergl. auch Eisenbahntechnik der Gegenwart, Wagen, S. 469 u. f.; Organ 1904 Ergänzungsheft S. 285 u. f.

1) Englischer 20,3 t-Trichterwagen.
(Fig. 78 und 79)

Leergewicht (mit Verschiebebremse) Q_l	8 380 kg
Dienstgewicht Q_d	28 680 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,294
Rauminhalt	24 cbm
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	350 kg

Die beiden Bodentüren liegen wagerecht und geben eine lichte Oeffnung von zusammen 2,2 qm. Jede Tür läuft mit 4 Rollen auf einer Winkeleisenschiene und wird von Hand durch ein kleines Windwerk bewegt. Eine Uebersetzung von 1 : 37 genügt zur bequemen Bewegung der Türen. Der Bewegungsmechanismus wird später noch näher beschrieben. Gleiche Wagen sind auch mit nur 3200 mm Radstand gebaut.

Fig. 83 und 84. 32,5 t-Doppeltrichterwagen.

2) 20,3 t-Trichterwagen der Great Central-Bahn, gebaut von der Leeds Forge Co. in Leeds (Fig. 80 bis 82).

Leergewicht (mit Verschiebebremse) Q_l	8 030 kg
Dienstgewicht Q_d	28 330 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,283
Rauminhalt	22,7 cbm
Völligkeitsgrad	95 vH
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	353 kg

Der Boden hat Doppeltrichterform. Die beiden Türen klappen nach der Mitte zu auf. Der Mechanismus zum Oeffnen, Schließen und Verriegeln der Türen wird später noch beschrieben. Der Wagen ist sehr gedrungen gebaut und außerordentlich leicht, leichter als die meisten flachbodigen 20 t-Wagen. Das Untergestell ist aus Walzprofilen und gepreßten Blechen zusammengesetzt. Der Kastenaufbau gleicht dem der unter B Nr. 8 beschriebenen 40 t-Wagen.

3) 32,5 t-Doppeltrichterwagen (Fig. 83 und 84).

Leergewicht (mit Luftdruckbremse) Q_l	13 460 kg
Dienstgewicht Q_d	45 960 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,293
Rauminhalt	36,8 cbm
Völligkeitsgrad	93 vH
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	365 kg

Die oberen Kastenwinkel sind an den Enden heruntergezogen und münden mit den unteren in die Bufferbohle ein. Die Seitenwände bestehen aus 4,8 mm starken Platten von 1219 mm Breite, die durch T-Rungen verbunden sind.

Die Drehgestelle sind aus Preßblechen und Walzprofilen zusammengesetzt und mit Rückstellvorrichtung versehen. An jeder Ecke sind sie mit dem Wagenkasten durch ein Kettenglied mit dahinter geschalteter Wickelfeder verbunden. Diese Einrichtung soll sich besonders auch bei Personenwagen gut bewährt haben.

Die beiden Trichter sind wie bei dem Wagen C Nr. 1 durch wagerechte Türen verschlossen, die mittels eines Windwerkes betätigt werden. Von der Windentrommel führt ein Seil zu der einen Tür, dann über eine Umkehrrolle zur andern und über eine zweite Umkehrrolle wieder zur Windentrommel zurück. Sind die Entleergruben nicht lang genug, um beide Trichter gleichzeitig entleeren zu können, so wird jede Tür durch ein besonderes Windwerk betätigt. Vorrichtungen zum Entkuppeln der einen Tür sind zwar versucht worden, haben sich aber nicht bewährt.

Der Vorteil der wagerechten Türen ist der, daß sie nach Belieben mehr oder minder weit geöffnet und auch während des Entladens nach Ablassen einer bestimmten Kohlenmenge wieder geschlossen werden können.

Fig. 85 zeigt eine etwas andre Ausbildung des Kastenendes ähnlicher Wagen von 40 t Tragkraft.

Fig. 85.

4) 33,5 t-Erzwagen mit einfachem Trichter.
(Fig. 86)

Leergewicht Q_l	11 940 kg
Dienstgewicht Q_d	45 440 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,263
Rauminhalt	26,9 cbm
Völligkeitsgrad	97 vH
Leergewicht für 1 cbm Rauminhalt	442 kg

Dieser Wagen gleicht dem vorigen nach Fortnahme der drei mittleren Felder des Kastens.

Fig. 86. 33,5 t-Erzwagen mit einfachem Trichter.

5) 36,3 t-Trichterwagen mit Seitenentladung von 1067 mm Spur (Fig. 87 bis 90).

Leergewicht (mit Vakuumbremse) Q_l	16560 kg
Dienstgewicht Q_d	49860 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,302
Rauminhalt	40,6 cbm
Völligkeitsgrad	83,6 vH
Leergewicht für 1 cbm Rauminhalt	406 kg

Das Untergestell ist mit besonderer Rücksicht auf die seitlichen Entladetrichter gebaut. Die Längs- und Mittelträger sind aus Blechen gepreßt, und zwar so, daß die unteren Flansche 45° Neigung haben und einen bequemen Anschluß der Trichterwandungen gestatten. Die den Drehgestellen zunächst liegenden Querträger sind geknickte Preßstücke, die mit ihrem oberen Ende die Fortsetzung der schrägen Kopfwände und mit dem unteren Ende die Seitenbegrenzung der Entladeöffnungen bilden, aber nur bis an die Mittelträger heranreichen. Letztere sind durch besondere Querstücke versteift, an denen gleichzeitig die Vorrichtung zum Betätigen der Klappen angebracht ist. Die über dem Drehgestell liegenden Querträgerpaare sind oben und unten durch aufgelegte Bleche verstärkt. Die Längsträger sind im mittleren Teil durch Annietung der schrägen Trichterböden an den unteren Schenkel besonders versteift. Auf den oberen Schenkel sind die unten umgeflanschten Seitenwände unmittelbar aufgenietet. Die Neigung aller Flächen beträgt 45°, mit Ausnahme der Kopfwände, die nur unter 30° geneigt sind; die Kopfwände sind durch zwei schräg gestellte Bleche gegen das Untergestell abgestützt. An dem einen Kopfende sind in dem Raum unter der Trichterwand die Bremsvorrichtungen untergebracht.

Fig. 87 bis 90.

36,3 t-Trichterwagen mit Seitenentladung.

6) 38 t-Trichterwagen der Bayrischen Staatsbahn, gebaut von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. (Fig. 91 bis 94)

Leergewicht (mit Handbremse und Bremserhaus) Q_l	17900 kg
Dienstgewicht Q_d	55900 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,320
Rauminhalt	40 cbm
Völligkeitsgrad	80 vH
Leergewicht für 1 cbm Rauminhalt	450 kg

Kasten und Trichter nehmen die ganze Breite ein, so daß nur die Kopfwände und die mittleren Trichterwände geneigt liegen, und zwar erstere unter 32½°, letztere unter 37½°. Die unter die durchgehenden äußeren Langträger ragenden Trichterteile sind auf jeder Seite 100 mm eingezogen. Die Bleche sind oben teilweise 3 mm, sonst durchweg 5 mm stark. Jeder der beiden Trichter hat 2 Türen von halber Wagenbreite.

Die Türen werden durch ein Windwerk mit Wurmrad, Fig. 95 bis 97, geöffnet und geschlossen und durch einen unmittelbar von Hand zu betätigenden Riegel verriegelt.

7) 40,6 t-Wagen mit 4 Trichtern in der Mitte. (Fig. 98 bis 100)

Leergewicht (mit Verschiebebremse) Q_l . . .	16050 kg
Dienstgewicht Q_d	56650 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,284
Rauminhalt	45,1 cbm
Völligkeitsgrad	91,1 vH
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	355 kg

Längs- und Zwischenträger bestehen aus gepreßten Blechen und liegen dicht beieinander. Alle vier Träger sind durch die Bufferbohlen, die gestückten, mit durchlaufenden Platten verstärkten Querträger über Mitte Drehgestell und die Türträger miteinander verbunden.

Für die Längswände des Kastens sind nur 4,5 mm, für alle übrigen Wände einschließlich der Trichter 6,5 mm starke Bleche verwendet. Die Rungen haben wulstförmigen Querschnitt, wie oben bei B Nr. 8 beschrieben. Die Längswände gehen über die ganze Länge des Wagens durch und sind außen auf die Langträger genietet; die geneigten Seitenwände sind durch Flacheisenkonsolen, die schrägen Kopfwände durch ein schräg gestelltes Preßblech auf die Langträger gestützt. Um die Wagenlänge möglichst gering zu halten, ist die Neigung der schrägen Wände zu nur 30° angenommen. Zur Entleerung der vier Trichter genügt eine Grube von nur 4420 mm Länge. Die Türen bestehen aus gepreßten Blechen; geöffnet hängen sie mit ihren Rücken gegeneinander. Sie werden paarweise geöffnet und ge-

schlossen. Der Mechanismus hierzu, Fig. 101 bis 103, ist derselbe wie bei den Wagen D 2 und D 5. Auf die Welle *w* wird außen ein Hebel aufgesetzt, der eine kleine Bewegung einleitet, worauf sich das weitere Oeffnen der Türen durch ihr Eigengewicht und den Druck der Ladung vollzieht. Durch eine besondere Sicherung dieses Hebels ist unbeabsichtigtes Oeffnen der Türen verhindert. Das Entladen dauert für 40 t Kohle vom Herumschlagen des Oeffnungshebels ab gerechnet 37 sk.

Eine 13 tägige Probebelastung dieses Wagens mit 40 t Kohle und 60 t Roheisen ergab eine Durchbiegung von 3,7 mm und eine Ausbauchung der Seitenwände oben um 25 mm ohne Setzen, so daß der Wagen trotz seines geringen Gewichtes stark genug gebaut erscheint.

Das englische Clearing House läßt übrigens diese Wagen nicht für den allgemeinen Verkehr zu, weil die Drehgestelle soweit nach außen geschoben sind, daß sich beim Zusammenstehen zweier solcher Wagen eine zu dichte Anhäufung von schweren Lasten, rd. 57 t auf 5,2 m Länge, ergibt; verlangt werden 2286 mm Entfernung der Drehgestellmitten von den Buffern, so daß sich selbst bei nur 1524 mm Drehgestellradstand 57 t auf 6,1 m Länge verteilen. Bei dem beschriebenen Wagen sind übrigens die Trichterböden schon besonders eingebaut, um Platz für die Endquerträger der Drehgestelle zu gewinnen, und der Radstand dieser Gestelle

Fig. 91 bis 94.

38 t-Trichterwagen der Bayerischen Staatsbahn.

Fig. 95 bis 97. Windwerk.

Metzeltin: Güterwagen von hoher Tragkraft.

Fig. 109 und 110. 45,5 t-Trichterwagen, gebaut von der Pressed Steel Car Co.

Fig. 112. Amerikanischer Behälterwagen.

Fig. 114. Amerikanischer Behälterwagen ohne Untergestell.

Fig. 111. 50 t-Trichterwagen der Mines de Carmaux.

Fig. 113. Amerikanischer Behälterwagen.

Fig. 98 bis 100.

Schnitt *A-B*.

40,6 t-Wagen mit 4 Trichtern in der Mitte.

Fig. 101 bis 103.

Mechanismus zum Oeffnen der Trichtertüren.

Schnitt *a-b*.

Fig. 104 und 105.

40,6 t-Wagen mit 2 Mittel- und 2 Endtrichtern.

ist zu nur 1524 mm angenommen, während bei normalspurigen Bahnen meist 1676 mm Drehgestellradstand üblich sind.

8) 40,6 t-Wagen mit 2 Mittel- und 2 Endtrichtern.
(Fig. 104 und 105)

Leergewicht (mit Verschiebebremse) Q_l	15 700 kg
Dienstgewicht Q_d	56 300 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,280
Rauminhalt	45,1 cbm
Völligkeitsgrad	94,6 vH
Leergewicht für 1 cbm Rauminhalt	348 kg

Dieser Wagen entspricht den vorstehend erwähnten Vorschriften des englischen Clearing House. Von den vier Trichtern liegen zwei in der Mitte des Wagens, die beiden andern entleeren zwischen der äußeren Achse und dem Endquerträger des Drehgestelles hindurch. Die Rahmen des Drehgestelles sind aus diesem Grunde an den Enden länger gehalten, als sonst nötig ist.

Der Kastenaufbau gleicht im wesentlichen dem des vorher erwähnten Wagens, ebenso das Untergestell; jedoch gehen die Langträger, da die Last wesentlich gleichmäßiger verteilt ist, in gleicher Höhe durch. Die Räder haben nur 838 mm Dmr., da sie unmittelbar unter die mittleren Längsträger fallen.

Der Völligkeitsgrad dieses Wagens ist, da die geneigten Wände nur mäßige Länge haben, recht hoch; dafür läßt er sich aber nicht ohne Verschubbewegungen in kurze Gruben entleeren.

9) Vierachsiger 45,4 t-Trichterwagen für 1067 mm Spurweite (Fig. 106 bis 108).

Leergewicht (mit Vakuumbremse) Q_l	17 870 kg
Dienstgewicht Q_d	63 270 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,282
Rauminhalt	50,8 cbm
Völligkeitsgrad	96,7 vH
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	316 kg

Dieser Wagen ähnelt in seinem Aufbau sehr dem unter D. Nr. 5 beschriebenen Wagen mit Seitenentladung, hat aber außerdem querliegende Entleeröffnungen an den Enden. Die Drehgestelle sind deshalb näher an die Mitte gerückt und ergeben dadurch eine gleichmäßigere Verteilung der vier Achsbelastungen von je 15,6 t. Die Anbringung der Entladeöffnungen am Ende ermöglicht bei gleichen Außenmaßen einen erheblich höheren Rauminhalt. Der Völligkeitsgrad beträgt hier 96,7 vH gegen nur 83,6 vH beim Wagen D 5.

Die Bremsvorrichtung ist wegen des großen zu bremsenden Gewichtes geteilt. Die einzelnen Ausrüstungen liegen in den Hohlräumen über den Drehgestellen.

Rauminhalt	58 cbm
Radstand 6400 mm + 2 × 1650 mm	9700 mm
Länge über Buffer	12350 »
Gewicht für 1 cbm Rauminhalt	269 kg
Abmessungen der Achsschenkel	140/250 mm

Dieser Wagen ist ähnlich dem unter B Nr. 12 beschriebenen unter möglichster Verwendung von gepreßten Blechen hergestellt und infolgedessen außerordentlich leicht ausgefallen. Die Drehgestelle haben jedoch Wickelfedern erhalten. Die Forges de Douai haben übrigens ihr Preßwerk jetzt derart ausgebaut, daß sie Träger bis zu 20 m Länge flanschen können.

Fig. 106 bis 108. Vierachsiger 45,4 t-Trichterwagen.

10) Amerikanische 45,4 t-Trichterwagen, gebaut von der Pressed Steel Car Co., Pittsburg (Textbl. 8, Fig. 109 und 110).

Fig. 109 zeigt einen neueren Trichterwagen der Chesapeake and Ohio-Bahn, Fig. 110 einen solchen der Pennsylvania-Bahn. Die Hauptabmessungen dieser Wagen, die in Amerika jetzt zu vielen Tausenden laufen[1], sind folgende:

	Fig. 109	Fig. 110	
lichte Kastenmaße { Länge	8540	9614	mm
lichte Kastenmaße { Breite	2896	2896	»
Kastenoberkante über S. O.	3404	3048	»
Länge über Bufferbohlen	8992	10058	»
Leergewicht Q_l	16820	18140	kg
Dienstgewicht Q_d	62220	63540	»
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,270	0,286	
Rauminhalt	53,8	47,6	cbm
Leergewicht für 1 cbm Rauminhalt	313	381	kg

11) 50 t-Trichterwagen der Mines de Carmaux, gebaut von den Forges de Douai (Textbl. 8, Fig. 111).

Leergewicht Q_l	15580 kg
Dienstgewicht Q_d	50580 »
Verhältnis des Leergewichtes zum Dienstgewicht $\frac{Q_l}{Q_d}$	0,308
lichte Kastenlänge	10600 mm
» Kastenweite	2630 »
Höhe über S. O.	3400 »

[1] Aehnliche Wagen vergl. Z. 1899 S. 1249, 1901 S. 784; Glasers Annalen 1904 II S. 184. Vereinzelt werden in den Vereinigten Staaten auch jetzt noch Trichterwagen mit hölzernem Kasten gebaut; vergl. die Beschreibung eines solchen in Revue générale 1904 I S. 337.

E) Behälterwagen.

Textbl. 8, Fig. 112 und 113 zeigen zwei amerikanische Behälterwagen für 36000 kg Inhalt, die 14,5 bis 15,5 t Leergewicht haben. Der Behälter ruht auf einem in üblicher Weise gebauten Untergestell.

Neuerdings werden jedoch, z. B. von der Bettendorf Axle Co., die Behälter ohne Untergestell unmittelbar auf den Drehgestellen gelagert. Ein großes, an den Behälter genietetes Stahlformgußstück überträgt, wie aus Fig. 114 ersichtlich, die Last auf das Drehgestell und nimmt gleichzeitig die Zug- und Stoßvorrichtung auf. Zur sicheren Uebertragung der Stoß- und Zugkräfte bildet ein in ganzer Wagenlänge durchgehendes starkes Blech den unteren Teil des Behälters. Bremszylinder und Konsolen für die Laufstege werden unmittelbar an den Behälter genietet.

Schlußbemerkung.

Für den Eisenbahnbetrieb bietet die Verwendung von Wagen mit hoher Tragkraft eine Reihe von Vorteilen. Die Beschaffungskosten stellen sich, für die Tonne Nutzlast berechnet, bei den großen Wagen meist etwas niedriger. Es wird also oft schon an den Beschaffungskosten der Wagen gespart. Ferner ergeben sich geringere Zuglängen[1]; unter Umständen können bei Verwendung von 40 t-Wagen gegenüber 10 t-Wagen bis ziemlich 50 vH Zugkürzung erreicht werden, oder es lassen sich unter Voraussetzung genügend leistungsfähiger Lokomotiven ohne Aenderung der Gleisanlagen in den Stationen längere Züge fahren. Hierbei wird in doppelter Weise gespart: erstens arbeiten die größeren Lokomotiven wirtschaftlicher[2]) und kosten weniger Bedienung, zweitens sind die Widerstände von Zügen mit großen Wagen

[1] Vergl. die bezüglichen Angaben über die französische Nordbahn Revue générale 1904 II S. 94.

[2] Min. Proc. Inst. Civ. Eng. Bd. 158; Railroad Gazette 1905 S. 16

geringer. Bezüglich des letzteren Punktes hat die Lancashire and Yorkshire-Bahn kürzlich bemerkenswerte Versuche angestellt. Sie hat auf der freigelegenen Strecke zwischen St. Luke's Road und Burscough Bridge mit allerdings ganz kurzen Zügen aus verschiedenartigen Güterwagen mit 10, 20 und 30 t Tragkraft eine Reihe von Probefahrten veranstaltet[1]).

Jeder Zug führte eine Nutzlast von 60 t Roheisen, und zwar bestand

Zug I
aus 6 Stück 10 t-Wagen von 2743 mm Radstand mit 34,6 m Gesamtlänge
Zug II
aus 6 Stück 10 t- » » 3658 » » » 43,9 » »
Zug III
aus 3 Stück 20 t- » (zweiachsig) » 21,95 » »
Zug IV
aus 2 Stück 30 t- » (vierachsig) » 23,3 » »

Länge, Breite und Höhe über S. O. betrugen bei den Wagen des Zuges

I	4877	bezw. 2297	bezw.	1918	mm
II	6401	» 2438	»	2181	»
III	6401	» 2438	»	2807	»
IV	10668	» 2438	»	2473	»

Die Zugwiderstände wurden durch Dynamometer zwischen Tender und erstem Wagen gemessen, wobei die Geschwindigkeiten, um bei der geringen Last größere Unterschiede für die einzelnen Versuche zu erhalten, zu 50 bis 80 km gewählt wurden.

Für die Geschwindigkeit von 64 km ergab sich:

Zug Nr.	Kraftbedarf des Zuges PS	Zugwiderstand für 1 t Zuggewicht kg	Kraftbedarf für 1 t Nutzlast PS
I	164,3	7,35	2,74
II	135,5	5,7	2,26
III	130,3	6,4	2,17
IV	117,4	5,58	1,96

Die Zahlen der letzten Spalte sprechen für sich selbst. Der hohe Widerstand der Wagen I erklärt sich dadurch, daß sie infolge des kurzen Radstandes sehr unruhig liefen; vermutlich haben hierbei die Spurkränze vielfach an den Schienen gerieben; übrigens hatten die Achsbüchsen dieser Wagen auch noch die alte Fettschmierung, während die Achsbüchsen der übrigen Wagen mit Oel geschmiert wurden.

Als Nachteil der großen Wagen muß angeführt werden, daß sie bei Verschubbewegungen vorsichtiger behandelt werden müssen als die leicht zu bremsenden Wagen von geringer Tragkraft, daß ferner Verschubbewegungen durch Menschenkraft jedenfalls auf kleinen Bahnhöfen, wo nur wenig Bedienungsmannschaft vorhanden ist, sehr erschwert, wenn nicht ganz ausgeschlossen sind. Ferner dürften vielfach die Werkstatteinrichtungen zur Handhabung einer größeren Zahl vierachsiger Wagen nicht ausreichend sein. Auch beanspruchen die allerdings selteneren großen Ausbesserungen der eisernen Wagen besondere Einrichtungen, die meist erst geschaffen werden müßten.

Diese Nachteile treten aber gegenüber den Vorteilen zurück, welche die Verwendung der Wagen von hoher Tragfähigkeit den Bahnen bietet, vorausgesetzt natürlich, daß die Verkehrsverhältnisse eine günstige Ausnutzung dieser Wagen gestatten.

[1]) »Organ« 1905 S. 295.

Die Weltausstellung in Lüttich 1905.

Die Werkzeugmaschinen.

Von G. Schlesinger.

(Fortsetzung von S. 1780)

Revolverbänke.

In der sehr reichhaltigen Ausstellung von Alfred Herbert, Coventry, zeichnet sich eine schwere Revolverdrehbank, Fig. 32, aus, bei der die Firma zum erstenmal vom bisher stets beibehaltenen Stufenscheibentrieb zum Rädertrieb übergeht, mit dem ausgesprochenen Zweck, Schnelldrehstahl für die Werkzeuge zu verwenden. Die Antriebscheibe läuft mit der gleichbleibenden Zahl von 600 Umdrehungen in der Mi-

Fig. 32.
Revolverdrehbank von Alfred Herbert, Coventry.

nute bei 16 Wechseln innerhalb der Räder; der Vorschub wird aber wieder durch einen Riemen von der Arbeitspindel abgeleitet, um ein Sicherheitsglied zwischen die sonst zwangläufig gehenden Getriebe einzuschalten. Das Spannfutter auf der Arbeitspindel soll für gezogenes und schwarzes Material bis zu Durchmesserunterschieden von rd. 0,5 mm gleich gut arbeiten. Es ist genügende Nachstellbarkeit von Hand vorgesehen, wenn die rohen Stangen auf verschiedenen Stellen zu starke Durchmesserunterschiede aufweisen sollten. Das Futter wird während des Ganges geöffnet und geschlossen. Die Bewegung der hübsch durchgearbeiteten, aber nicht einfachen Werkzeuge wird begrenzt durch die Knaggen auf der mit Schlitzen versehenen achtkantigen Stange an der Vorderseite der Maschine. Die vorstehende Lagerung und die große freie Länge der Knaggenstange rufen Bedenken über die Zuverlässigkeit der Anschläge wach.

An den Maschinen der Pratt & Whitney Co., Fig. 33, ist mir der Anschlag für die Begrenzung der Werkzeuge aufgefallen, der von innen her durch eine Kurve den Werkzeugen entsprechend gesteuert wird. Der Mechanismus selbst ist in Fig. 34 noch einmal dargestellt. Der Daumen *a* wird je nach dem Arbeitsvorgang vor eine der Stangen *b* gedreht, und jede Durchbiegung wird durch das Stützböckchen *c* unmittelbar verhindert. Infolgedessen ist die Wirkungsweise eine völlig starre, die Anschläge sind gut zu beobachten und liegen gegen Späne geschützt.

Die Maschine selbst ist kräftiger geworden; der Zwischenschieber am Stichelturm ist wohl der größeren Standfestigkeit wegen verschwunden, so daß sich der Gleitschlitten unmittelbar auf dem Bett führt. Das Vorderlager der Arbeitspindel ist so weit herausgebaut, daß der Querschlitten darunter Platz hat und bei Bedarf ganz aus dem Wege geschoben werden kann, ohne daß er gänzlich von der Maschine genommen werden müßte. Der Antrieb mit Stufenscheibe ist beibehalten worden; doch liegt diese entgegen dem alten Gebrauch mit dem größten Durchmesser nach hinten, um die am stärksten beanspruchte Vorderseite des Spindelkastens kräftiger ausbilden zu können.

Eine völlig neuartige Maschine, Fig. 35, wird von der Jones & Lamson Machine Co. auf den Markt gebracht. Ein Hauptmangel der Hartness-Flachturm-Drehbänke war bisher das Fehlen eines Querschlittens mit seinen wichtigen, häufig ganz unentbehrlichen Werkzeugen. Die Firma versucht bei dieser neuen Maschine, dem früheren Mangel da-

Fig. 33 und 34. Revolverdrehbank der Pratt & Whitney Co.

Fig. 35 bis 44. Revolverdrehbank der Jones & Lamson Machine Co.

Fig. 35.

a Spannfutter
b Schlittenvorschub
c Abstichhebel
d Anschlag für das Werkstück
e Anschlag für Mittelstellung
f Kontrollanschlag für die 12 Anschläge des Werkzeugturmes
g Drehstange für den Kopf
h Hinteranschlag
i 12 Anschläge, 2 für jede Werkzeugfläche
k Riemenrücker
l Spannhebel [lege
m zweites Rädervorge-
n Geschwindigkeitswechsel
o beweglicher Spindelkasten mit 10 Anschlägen für die Querbewegung
p Oelpumpe
q Vorschubwechsel
r Einrücker für den Quervorschub

durch abzuhelfen, daß sie dem ganzen Spindelkasten eine Bewegung quer zur Bettlängsachse erteilt, Fig. 36.

Die Anbringung der Querbewegung beim Spindelkasten gestattet eine gedrungenere Konstruktion des Werkzeugturmes, als wenn man Quer- und Längsbewegung unter diesem anbringen oder in die Werkzeuge verlegen muß; außerdem werden die Werkzeuge einfacher und vielseitiger anwendbar. Die Einrichtung der Querbewegung des Spindelkastens mit den Begrenzungsanschlägen geht aus den Figuren 36 und 37 deutlich hervor. Die Spindel für die Querbewegung und der jeweilig in Tätigkeit tretende Anschlag liegen stets in derselben Aktionslinie, so daß der Anschlag zuverlässig wirkt und keine Neigung zur Verwindung des ganzen Spindelkastens unter dem Andruck der Schraube entsteht. Die einfache Riemenscheibe für den Motor mit unveränderlicher Umlaufzahl in Verbindung mit mechanischem Geschwindigkeitswechsel ist auch hier wieder in Anwendung gebracht; Fig. 38 zeigt eine Ansicht, Fig. 39 einen Horizontalschnitt durch das Räderwerk. Die Konstruktion ist recht verwickelt, die Reibkupplungen sind teuer, arbeiten aber zuverlässig und sind für den augenblicklichen stoßlosen Wechsel während zweier Arbeitsvorgänge nicht zu umgehen. Die Handhabung der Maschine ist einfach und bequem. Für den Spindelkasten und den Werkzeugturm ist Bewegung von Hand durch Handkreuze und durch Kraftvorschub vorgesehen. Das Handrad mit den aufgegossenen Zahlen unten am Spindelkasten, Fig. 35, dient zur Einstellung eines Reibgetriebes im Innern, Fig. 40 bis 43. Eine einzige Umdrehung gibt alle Möglichkeiten; die Zahlen entsprechen hier der Anzahl der Gänge pro Zoll engl. für eine Umdrehung der Arbeitspindel.

Fig. 36.

Fig. 37.

Fig. 38.

Die Art, den Vorschub anzuhalten, weicht von der üblichen ab. Man löst bei dieser Maschine nicht ein zwangläufiges Getriebe kurz vor Ende des Schnittes aus und vollendet den Schnitt von Hand; vielmehr zieht die Reibkupplung den Spindelkasten oder den Werkzeugschieber gegen den Anschlag und hält ihn dort fest, indem sie selbst weiter schleift, bis der Arbeiter den Antrieb ausrückt. Man hofft durch den stets gleichmäßigen Andruck wirklich austauschbare Teile zu erhalten. Einwandfreie Angaben über die Lebensdauer eines derartig beanspruchten Reibgetriebes liegen bei der Neuheit der Anordnung naturgemäß noch nicht vor. Der Hauptvorteil des Quervorschubes am Spindelkasten in Verbindung mit einer Reihe von Tiefenanschlägen, Fig. 36, liegt in der Möglichkeit, nunmehr alle möglichen Absätze, Aus- und Eindrehungen mit einem Satz einfachster Bohr- und Drehwerkzeuge herstellen zu können. Die Sonderstahlhalter, Formstähle usw. fallen fort, und die genauen Außen- oder Lochdurchmesser werden durch Einstellung der Queranschläge bestimmt. Das gilt natürlich nur für Bohrungen, die über die normalen Größen der üblichen Bohrer und Reibahlen hinausgehen. Das genaue Fluchten des Spindelkastens mit den Turmwerkzeugen wird, ähnlich wie bei den Bohrwerken mit liegender Planscheibe, durch einen starren Anschlag, Fig. 35, auf der Vorderseite gewährleistet, so daß die sämtlichen Querbewegungen des Spindelkastens vom Arbeiter weg erfolgen. Der Antriebriemen vom Motor oder vom Deckenvorgelege muß natürlich so liegen, daß die Längenänderungen des Riemens unerheblich sind. Der Gußkörper des Spindelkastens ist völlig geschlossen, Fig. 44, und alle Räder tauchen unten in Oel; dadurch erhält man

eine reichliche Schmierung der Zahnflanken, die viel zum geräuschlosen Arbeiten des Räderwerkes beiträgt.

Dem Gedanken, dem Arbeiter möglichst jede Messung abzunehmen, ist durch Anbringung von besonders vielen Anschlägen Rechnung getragen. Für jede der 6 Turmseiten sind je 2 Anschläge vorgesehen, die sich durch einen einfachen Griff rechts an der Räderplatte wegkippen lassen, wenn z. B. eine Nacharbeit von Hand nötig erscheint. Zu den 12 Anschlägen am Stichelturm kommen noch 10 am Spindelkasten.

Fig. 39.

Wagerechter Schnitt durch das Räderwerk.

Fig. 40 bis 43.

Schnitt a-b.

Die Vorteile der Doppelanschläge sind ja klar. Man kann mit jedem Werkzeug zwei verschiedene Längen drehen und in Verbindung mit der begrenzten Querbewegung des Spindelkastens z. B. in einer Sitzung einen ersten Zylinder überdrehen, eine Schulter abflächen und einen zweiten Zylinder bearbeiten.

Die ganze Konstruktion bedeutet eine Rückkehr zu den einfachen Werkzeugen der gewöhnlichen Drehbank in Verbindung mit den Vorzügen der Stichelturmdrehbank: rascher Stahlwechsel mit genauer Wegbegrenzung in der Längen- und Durchmesserrichtung.

Erkauft sind diese zweifellos großen Vorteile durch einen Mangel an Standfestigkeit in dem beweglichen Spindelkasten. Die ganze heutige Entwicklung geht überall darauf aus, den Antriebkasten so starr wie möglich mit dem Bett zu verbinden und durch möglichst große Massen den unvermeidlichen Schwingungen der schnellaufenden Getriebe und den Beanspruchungen der Schnellwerkzeuge entgegenzuarbeiten. Die hier gewählte Bauart langer Flachführungen ist zwar die zuverlässigste; sie vermeidet alle Seitenverbiegungen schräger Leisten; aber die Bewegungsspielräume und die unvermeidliche Abnutzung bei diesem wichtigsten Maschinenteil müssen die Genauigkeit der bearbeiteten Teile ungünstig beeinflussen. Es haben dem Geiste des nach Neuheiten spürenden Amerikaners wohl vor allem die möglichen Zeitersparnisse beim Einrichten und Bedienen der Maschine vorgeschwebt.

Als konstruktiv bemerkenswert ist ferner hervorzuheben, vergl. Fig. 39:

die völlig glatte Arbeitspindel, die im Interesse billiger Herstellung nur am Hinterende einen kleinen Absatz zeigt;

die einfache Aufnahme des Arbeitsdruckes durch das Gehäuse bei g;

die Bauart der Spindellager mit stets wirkendem selbsttätigem Ausgleich der Abnutzung, bewirkt durch konische geschlitzte Büchsen x, die durch 4 kräftige Spiralfedern in das Gegenlager im Gehäuse gedrückt werden. In der Gußbüchse stecken ebenfalls geschlitzte Bronzebüchsen, und die Federpressung ist so geregelt, daß der beabsichtigte Zweck erreicht wird, ohne die Arbeitspindel unzulässig in ihrer Bewegung zu hemmen. Die Ausführung beweist, daß die schwierige Aufgabe tatsächlich lösbar ist. Hoffentlich arbeitet die Konstruktion auch auf längere Zeit.

Die Anordnung der Doppelreibkegel bei allen Kupplungen ist derartig, daß Sicherungen gegen das gleichzeitige Einschalten zweier gegeneinander wirkender Getriebe unnötig werden. Der Arbeiter kann höchstens eine unrichtige Geschwindigkeit erhalten, ein Bruch kann aber nicht eintreten.

Die Räder d auf Welle b und m auf Welle c, welche die langsamsten Geschwindigkeiten erzeugen, laufen stets mit. Die Gefahr der Gegenschaltung durch andre Getriebe ist durch Einschaltung eines laufenden Gesperres (ähnlich wie beim Freilaufrad) vermieden. Wird also eine höhere Geschwindigkeit eingeschaltet, so überholen die Sperräder im Innern (h und o) ihre Klinken, die durch Schleppfedern aus- und eingerückt werden. Das stetige Mitlaufen der langsamst laufenden Antriebräder hat den großen Vorteil, daß als Beschleunigung immer nur der Unterschied zwischen der bereits vorhandenen und der neu zu erzeugenden Geschwindigkeit zur Geltung kommt. Damit ist der gefährliche Stoß beseitigt, der stets auftreten muß, wenn man, wie sonst üblich, das ganze Räderwerk aus dem Ruhezustand auf hohe Geschwindigkeiten bringen will.

Zwischen die Hand-Revolverdrehbänke und die völlig selbsttätigen Revolverbänke hat sich in letzter Zeit insbesondre zur Herstellung verschiedenartig geformter Gußteile, s. z. B. Fig. 45 (S. 1870), eine neuartige Maschinenkonstruktion eingeschoben, die die Vorarbeiten: Ausspannen, Einspannen, Ausrichten, dem Arbeiter zuweist, alle Arbeitsvorgänge: Bohren, Drehen, Formen, Abflächen, aber selbsttätig ausführt. Man kann durch diesen Kompromiß der Halbautomaten den Grundsatz der selbsttätigen Arbeiten auch in solche Werkstätten einführen, die wohl richtig fabrizieren, aber keine solche Massen zu bewältigen haben, daß sich die Aufstellung von sehr teuren Magazinautomaten lohnt, besonders wenn die Zeit zur eigentlichen Bearbeitung lang genug ist, um dem bedienenden Arbeiter die Ueberwachung einer Anzahl Maschinen (bis zu 3) zu gestatten.

Vertreten waren diese Art Maschinen durch die Firma Potter & Johnstone, die deren Herstellung besonders gepflegt hat. Sie sind gleichmäßig für Stangen- und Futterarbeiten eingerichtet. Fig. 46 gibt die Vorder-, Fig. 47 die Rückansicht wieder.

Ein Hauptvorzug der Maschine ist, daß man einen Satz normaler Vorschubkurven auf der Haupttrommel für Vorschub und Rückzug des Stichelturmes ständig verwenden und eine Reihe einstellbarer Stifte und einstellbarer fester Kurven an Stelle verschiedenartig geformter Kurven auf der zweiten Trommel für die Querschieber anbringen kann. Von den Normal-Vorschubkurven werden 5 für die entsprechenden 5 verschiedenen Vorschübe mitgeliefert. Eine dreistufige Scheibe ist für den Antrieb der Vorschubtrommel vorgesehen, so daß man über 15 Vorschübe verfügt. Will man einen bestimmten Vorschub erzeugen, so ist es nur nötig, die betreffende Kurve aufzubringen; aber die Erfahrung zeigt, daß auch dieser schnell auszuführende Wechsel selten notwendig wird, da die Arbeitsfolge gemeinhin die gleiche ist: Bohren, Vorreiben, Nachreiben, Ueberdrehen und Abflächen, und man kann sich mit Hülfe der dreistufigen Scheibe derart helfen, daß die Kurven wochenlang ungeändert bleiben.

Fig. 44.

Fig. 46 und 47.
Halbautomat von Potter & Johnstone.

Die Normalkurven geben nun stets den vollen Sticheltumweg, und das bedeutet einen Zeitverlust. Daher werden der Ueberschuß über die tatsächlich gebrauchte Schnittlänge und die ganze Rückbewegung mit großer Geschwindigkeit genommen, so daß der Verlust sehr klein gehalten wird. Man kann ihn durch Spezialkurven bei großen Arbeitsmengen auch noch weiter verringern. Aber gerade die Vermeidung von Spezialkurven macht die Maschine für so verschiedenartige Arbeiten brauchbar und verringert die Einstellungen auf die der einfachen Revolverbank.

Im gleichen Sinn haben sich an Stelle der Sonderwerkzeuge die einstellbaren Stahlhalter als Normalwerkzeuge entwickelt, die für jede Arbeit und für den gleichzeitigen Angriff mehrerer Werkzeuge bei einer Vorbewegung des Stichelturmes benutzt werden können. Fig. 48 zeigt 4 Werkzeuge bei der Arbeit an einem Stück von 150 mm Dmr.: einen Bohrkopf, 2 Abdrehstähle und ein Abflächmesser. Fig. 49 gibt ein anderes Beispiel wieder. Bedingung für die gleichzeitige Verwendung mehrerer Werkzeuge ist die Anbringung unabhängiger Einstellvorrichtungen für jedes Werkzeug, s. z. B. Fig. 50. Daß derartige Mehrfachstähle sich bei richtiger Konstruktion für jede Arbeit schnell und sicher einstellen lassen, zeigt die Verbreitung, welche die ganz ähnlichen Blanckeschen Vielfach-Stahlhalter[1]) für Dreh- und Hobelbänke in den letzten Jahren gefunden haben. Bei Verarbeitung von Stangenmaterial kann ein schwingender Anschlag zur Längenbegrenzung angebracht werden. Die Firma zieht diesen Ausweg (vergl. auch Fig. 34) vor, um die Einspannlöcher des Stichelturmes für

[1]) Blancke, D. R. P. 135973, 137016, 178726.

Fig. 45.

Einschaltbare Stahlhalter für den Angriff mehrerer Werkzeuge.

Fig. 48.

Fig. 49.

wichtigere Arbeitsvorgänge frei zu halten.

Von den völlig selbsttätigen Drehbänken erweckte die Maschine von Alfred Herbert, Coventry, Fig. 51, zur Herstellung der Kupferstehbolzen für Lokomotiv-Feuerbüchsen aus der Stange mein Interesse. Die Hauptneuerung liegt in der Vereinigung einer richtigen Leitspindel mit einem selbstöffnenden Schneideisen. Sonst formt man bei der Herstellung von Gewinden auf selbsttätigen Maschinen dieser Art ein Stück der Trommelkurven so, daß der Anschnitt des Gewindes durch das Schneideisen zunächst erzwungen wird, und benutzt die angeschnittenen ersten Gänge als Weiterführung. Die

Fig. 50.

Folge davon ist, daß sich jedes Gewinde unter dem Gewicht des heranzuziehenden schweren Revolverkopfes streckt. Ein Stehbolzen muß aber der Austauschbarkeit wegen im Durchmesser und in der Steigung äußerst genau, und die Flanken des Gewindes müssen sauber sein, sonst halten sie nicht dicht. Dazu kommt, daß schon jetzt die Herstellungslöhne für den fertig geschnittenen und gebohrten Bolzen zwischen 4 und 5 Pfg schwanken, und aus diesen Gründen rechtfertigt sich die Sondereinrichtung. Die Leitspindel entlastet Schneideisen und Stehbolzen von jedem unnötigen Zug, und das ist bei dem weichen Material besonders wichtig, sichert aber ander-

seits die Genauigkeit der Steigung und die Kontinuität des Gewindes von einem Ende zum andern. Am Schluß wird erst der Schneidkopf, dann das Mutterschloß dicht hintereinander geöffnet und durch eine Kurve zurückgeführt, ohne daß die Drehrichtung von Arbeits- und Leitspindel geändert zu werden braucht.

An Stelle des gewöhnlichen Revolverkopfes sitzt ein Schieber mit Querbewegung auf dem Längsschlitten, der nur 2 Werkzeuge trägt. Das eine ist der Gewindeschneidkopf, das zweite ein Stichelhaus mit Formschiene, um die mittlere Ausdrehung des Stehbolzens mit dem Spitzstahl herzustellen, ohne zu breiten Messern mit der bei Kupfer stets auftretenden schädlichen Erhitzung greifen zu müssen. Eine mitgehende Brille stützt den Kupferbolzen während des Drehens. In allen übrigen Einzelheiten gleicht die Maschine den gebräuchlichen Revolverdrehbänken. Die Leistung ist sehr groß. Die Firma garantiert für einen Bolzen von 25 mm Dmr. und 140 mm Länge eine Arbeitzeit von 1 min 8 sk, ohne die Mittelbohrung. Der Bolzen macht dabei 480 Umdrehungen; das entspricht 600 mm sekundlicher Umfangsgeschwindigkeit.

Fig. 51.
Selbsttätige Drehbank von Alfred Herbert, Conventry.

(Forts. folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 29. Juli 1905.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Juli 1905.

Vorsitzender: Hr. Wolters. Schriftführer: Hr. Sommerfeld.
Anwesend 36 Mitglieder und 9 Gäste.

Hr. Treutler berichtet über den Verlauf der Hauptversammlung in Magdeburg.

Hr. Linse erörtert eine im Auftrage des Bezirksvereines ausgearbeitete Denkschrift über ergänzende Bestimmungen für den Kleinwohnhausbau.

Darauf hält Hr. Goerens einen Vortrag: neuere Ansichten über den Aufbau von Eisen und Stahl[1]).

Einleitend weist er auf eine Stelle aus einem Kräuterbuche des Jahres 1578 hin, wo es heißt: »[Eisen (Ferrum), Stahel (Chalybs)]. Eisen kompt aus Vermischung weniges grobs unreines Quecksilbers und grobem, unsauberem brennendem Schwefel. Darum schmilzt es auch nicht wie andere Metall, sondern wirdt allein weych. Ist deshalb das härtest unter allen Metallen.«

»Stahel ist auch ein Eisen, ist aber sublimer und gleich einem sublimierten Eisen. Darumb ist es auch härter (klärer) und besser. Hat auch eine sondere zusammenziehende Natur (seiner Destillation halber) in der Artzney.«

Diese Ansicht gibt ein lebendiges Bild von den Ergebnissen der Alchymie. Sie zeigt, daß man sich damals rasch eine Vorstellung über die Konstitution eines Stoffes gemacht hat, ohne sich um die Praxis zu kümmern; denn es ist kaum anzunehmen, daß die Waffen des 30jährigen Krieges durch Zusammenschmelzen von Quecksilber und Schwefel hergestellt worden sind.

Lange Zeit hindurch gingen so Praxis und Wissenschaft des Eisengewerbes ihre besondern Wege. Jetzt aber verfolgt man mit Hülfe der Chemie und der Physik die Vorgänge, nach denen unsre Materialien hergestellt werden, und überwacht die Erzeugnisse, um zahlenmäßig ihre Eigenschaften und damit ihr Verwendungsgebiet festzulegen. Es war jedoch erst den neuesten Forschungen der physikalischen Chemie vorbehalten, über den Aufbau der wichtigsten künstlichen Konstruktionsstoffe, der Legierungen, etwas Klarheit zu bringen.

Von den reinen Metallen gibt es häufig verschiedene allotrope Modifikationen, die sich voneinander durch den Gehalt an innerer Energie unterscheiden. Beim Uebergang von der einen Modifikation in die andre kommt diese Energie zum Vorschein, indem sie Arbeit leistet, sei es nun in Form von mechanischer Arbeit (plötzlicher Volumvermehrung, Veränderung des Kristallisationssystems) oder von Wärme. Im letzteren Falle wird in den betreffenden Punkten die Wärmeabgabe verzögert werden, was sich bei der graphischen Darstellung der Abkühlung durch Abweichungen von dem normalen Verlaufe der Kurve kundgibt.

Auch bei den Legierungen lassen sich ähnliche Abweichungen (Haltepunkte) von dem normalen Gang der Abkühlungskurve beobachten. Vereinigt man die Abkühlungskurven sämtlicher möglicher Legierungen aus zwei Metallen zu einem Bilde, so erhält man das sogenannte Schmelzdiagramm dieser Legierungen.

Fig. 1.

In Fig. 1 ist a die Abkühlungskurve eines Körpers, dessen Temperatur mit der Zeit gleichmäßig abnimmt. also innerhalb der gezeichneten Temperaturgrenzen keine Zustandsänderung erfährt, z. B. Platin; b diejenige des chemisch reinen Eisens mit zwei Zustandsänderungen, bei 780° und 900°. Oberhalb 900° ist die γ-Modifikation des reinen Eisens die stabilere; sie geht bei 900° in die β-Modifikation über, die bei chemisch reinem Eisen zwischen 900° und 780° stabil ist. Bei letzterer Temperatur endlich geht das β-Eisen in das α-Eisen über, wobei gleichzeitig das Eisen die Fähigkeit, vom Magneten angezogen zu werden, erwirbt, welche es oberhalb 780° nicht besaß. Von den andern Metallen hat besonders das Zinn noch die Eigenschaft, in zwei verschiedenen Modifikationen aufzutreten. Der Umwandlungspunkt liegt bei 20°. Das gewöhnliche Zinn des Handels besteht nur aus derjenigen Modifikation, die oberhalb 20° stabil ist. Wenn es unterhalb dieser Temperatur vorkommt, so ist eine »Unterkühlung« eingetreten, d. h. die Zustandsänderung, welche dem Umwandlungspunkt entspricht, hat nicht stattgefunden. Dann liegt stets das Bestreben vor, nachträglich diese Umwandlung nachzuholen, und solange das nicht geschehen ist, spricht man von einem labilen Zustande des Stoffes.

Wie bereits oben erwähnt, haben auch wässrige Lösungen, geschmolzene Salze, Legierungen einen oder mehrere Umwandlungspunkte, deren Lage von der Zusammensetzung

[1]) Vergl. Z. 1900 S. 137.

des Gemisches abhängig ist. Es hat sich gezeigt, daß die Schmelzdiagramme der obigen drei Gruppen von Gemischen durchaus gleichartig sind, was zur Vermutung geführt hat, daß auch geschmolzene Salze und Legierungen Lösungen sind. Die Vorgänge beim Erstarren von Salzschmelzen und Legierungen sind in allen Stücken denjenigen vergleichbar, welche beim Gefrieren von Salzlösungen auftreten.

Bei den folgenden Betrachtungen sind nur binäre Gemische vorausgesetzt, das sind solche, die nur aus zwei Teilen bestehen, z. B. Salz-Wasser, Eisenchlorid-Wasser, Kaliumnitrat-Thalliumnitrat, Silber-Gold, Blei-Silber. Bei allen ist vorausgesetzt, daß sie im flüssigen Zustand ein gleichartiges Gemisch bilden. Es können nun folgende Fälle eintreten:

A) Beide Teile bilden keine chemischen Verbindungen und

1) beide Teile sind auch nach dem Erstarren vollkommen löslich ineinander, oder

2) beide Teile sind nach dem Erstarren vollkommen unlöslich ineinander, oder endlich

3) beide Teile sind nach dem Erstarren beschränkt löslich ineinander.

B) Beide Teile gehen eine oder mehrere chemische Verbindungen miteinander ein. Diese chemischen Verbindungen können dann wieder in dem einen oder andern Teil vollkommen unlöslich, vollkommen oder beschränkt löslich sein, wodurch eine ganze Reihe von Unterabteilungen entsteht. Eine jede dieser Gruppen hat ein besonderes Erstarrungsbild.

Fig. 2.

Stellt man z. B. eine Reihe Kochsalzlösungen mit steigendem Salzgehalte her und beobachtet an einer jeden den Verlauf der Abkühlung bis nach der vollständigen Erstarrung, so lassen sich die einzelnen Abkühlungskurven nebeneinander aufzeichnen, s. Fig. 2. Aus der Verbindung der beobachteten Haltepunkte 1, 2, 3, 4, 5; 2', 3', 4', 5' erhält man das Schmelzdiagramm, Fig. 3. Bei den Punkten 1, 2, 3 scheiden sich Kristalle aus, die sich als reines Eis erweisen. In den Zwi-

Fig. 3.

schenräumen 2, 2' und 3, 3' wird weiteres Eis abgeschieden, was zur Folge hat, daß der Prozentgehalt der übrigen Flüssigkeit an Kochsalz stets zunimmt. Bei der Temperatur — 22° ist die Konzentration der flüssigen Lösung bis auf 23,5 vH Kochsalz gestiegen, und bei dieser Temperatur erstarrt die ganze Masse auf einmal, was durch die Haltepunkte 2', 3', 4', 5' angekündigt wird. War der ursprüngliche Salzgehalt 23,5 vH, so fallen beide Haltepunkte zusammen: die ganze Schmelze erstarrt bei — 22° vollständig.

Eine Lösung von 25 vH Salz und 75 vH Wasser scheidet zunächst Salz aus (erster Haltepunkt); die salzärmere Flüssigkeit kühlt sich weiter ab, bis sie bei — 22° die Zusammensetzung 23,5 vH Salz, 76,5 vH Wasser wieder erreicht hat und in ihrer ganzen Masse erstarrt. Diese Lösung, welche stets dieselbe Zusammensetzung hat und bei derselben Temperatur erstarrt, nennt man »eutektische Lösung«. Nach ihrer Erstarrung bildet sie ein inniges Gemenge aus Salz und Eiskristallen, da im festen Zustande die Löslichkeit aufgehoben ist.

Aehnliche Verhältnisse findet man bei Eisen-Kohlenstoff-Legierungen. Diese gehören unter B) der oben erwähnten Gruppen, d. h. Eisen und Kohlenstoff bilden eine chemische Verbindung von der Formel Fe_3C, das Eisenkarbid. Nur besteht insofern ein Unterschied, als längs der Linie AB, Fig. 3, Wasser aus einem Aggregatzustand in den andern übergeht, während bei den Eisen-Kohlenstoff-Legierungen das Ganze bereits erstarrt ist und längs AB der Uebergang von einer allotropen Form des Eisens in die andre stattfindet. Für die Eisen-Kohlenstoff-Legierungen erklärt sich das Diagramm, Fig. 3, wie folgt: oberhalb ABE feste Lösung von Eisenkarbid in Eisen, längs AB Abscheidung von reinem Eisen, längs BE Abscheidung von reinem Eisenkarbid, längs CD Abscheidung des eutektischen Gemisches Eisen-Eisenkarbid.

Wenn man durch Eisenstückchen von verschiedenem Kohlenstoffgehalt ebene Schnitte legt und etwa durch Aetzen das Gefüge bloßlegt, so kann man mittels des Mikroskops erkennen, daß der Aufbau der Eisen-Kohlenstoff-Legierungen ganz den oben dargelegten Anschauungen entspricht. Da bei den hohen Temperaturen die Verwendung des Mikroskops ausgeschlossen ist, sucht man durch plötzliches Abschrecken in kaltem Wasser das dieser Temperatur entsprechende Gefüge festzulegen, was auch bis zu einem gewissen Grade gelingt.

Durch den wachsenden Kohlenstoffgehalt wird das Gefüge in folgender Weise verändert:

A) Langsame Abkühlung.

1) Kohlenstofffreies Eisen besteht nur aus einem Stoff, dem reinen α-Eisen, als Gefügebestandteil **Ferrit** genannt. Er setzt sich aus einzelnen, unregelmäßig polygonalen Körnern zusammen, deren Oberfläche nach längerer Behandlung aufgerauht wird und eine große Menge kleiner kubischer Kristalle erscheinen läßt.

2) Eisen mit 0 bis 0,9 vH Kohlenstoff. Nach der oben gegebenen Erklärung haben diese Legierungen während der Abkühlung zunächst reines Eisen (Ferrit) abgeschieden, während bei 700° das eutektische Gemisch von Eisen (Ferrit) und Eisenkarbid (**Zementit**) entsteht. Dieses eutektische Gemisch, bestehend aus abwechselnden Lamellen von Ferrit und Zementit, trägt den Namen **Perlit**.

3) Eisensorten mit mehr als 0 vH Kohlenstoff müssen das ausgeschiedene überschüssige Karbid aufweisen, also freien Zementit, ferner das eutektische Gemisch, den Perlit.

B) Rasche Abkühlung (Abschreckung).

Der Einfachheit halber wird angenommen, die Wirkung des Abschreckens sei vollkommen, d. h. es werde dasjenige Gefüge festgehalten, welches das Material bei der Temperatur, bei der abgeschreckt wurde, besaß.

Diejenigen Legierungen, welche bei Temperaturen oberhalb des Linienzuges ABE abgeschreckt werden, müssen die ganze Menge des Karbides in (fester) Lösung halten, also nur einen Bestandteil, den **Martensit**, aufweisen.

Legierungen zwischen 0 und 0,9 vH, die bei Temperaturen in dem Dreieck ABC abgeschreckt werden, enthalten Ferrit und Martensit. Nach der Theorie ist dies auch zu erwarten; denn die Abscheidung von Ferrit, die auf den Punkten der Linie AB beginnt, ist erst bei 700° beendigt, wenn sich Perlit zu bilden beginnt.

Aus demselben Grunde findet man bei den Legierungen mit mehr als 0,9 vH Kohlenstoff, welche bei den in dem Raum EBD gelegenen Temperaturen abgeschreckt werden, Martensit und Zementit.

Wie bereits bemerkt, wird der Zweck des Abschreckens, das Gefüge vollkommen unverändert zu erhalten, niemals erreicht; vielmehr bilden sich Spaltungs- und Uebergangsprodukte, deren Auftreten sehr veränderlich und über deren Natur noch wenig bekannt ist. Dazu gehören **Austenit**, **Sorbit**, **Troostit**. Schließlich bleiben noch **Graphit** und **Temperkohle** zu erwähnen, von denen der erstere bei langsamem Erstarren der flüssigen Legierung, die letztere durch Glühen der festen Legierung entsteht, die jedoch bei Stahl selten vorkommen und von untergeordneter Bedeutung für diesen sind.

Eingegangen 4. und 29. Juli 1905.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 20. Mai 1905.

Vorsitzender: H. Rump.

Anwesend 26 Mitglieder und Gäste.

Es werden geschäftliche Dinge verhandelt; unter anderm werden die Berichte der Ausschüsse betreffend Normen für Leistungsversuche an Kraftgaserzeugern und an Verbrennungskraftmaschinen und betreffend mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen usw. vorgelegt und darüber Beschluß gefaßt.

Darauf spricht Hr. Dr. Zerener (Gast) über das elektrische Schweißen und Löten[1]).

Sitzung vom 8. Juli 1905.

Vorsitzender: Hr. Rump. Schriftführer: Hr. Meyenberg.

Anwesend 25 Mitglieder und 3 Gäste.

Die Herren Meyenberg und Rump berichten über die Hauptversammlung 1905 in Magdeburg[2]).

Eingegangen 12. August 1905.

Breslauer Bezirksverein.

Ausflug am 20. Mai 1905 in Gemeinschaft mit dem Oberschlesischen, Posener und Lausitzer Bezirksverein.

Beteiligung: 230 Herren und Damen.

Der Ausflug galt einer Besichtigung der neuen Grundwasserversorgungsanlage für Breslau bei Schwentnig. Hr. Debusmann erläuterte die Anlage an Hand von Zeichnungen. Im Anschluß an die Besichtigung fand eine Dampferfahrt auf der Oder und ein Festessen statt.

Sitzung vom 26. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Wagner. Schriftführer: Hr. Förster.

Anwesend 26 Mitglieder und 5 Gäste.

Die Versammlung beschäftigt sich mit Vereinsangelegenheiten.

Eingegangen 3. Juli 1905.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 23. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohr. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend 26 Mitglieder und 6 Gäste.

Hr. Lux (Gast) spricht über den Frahmschen Frequenz- und Geschwindigkeitsmesser[3]).

Darauf werden die Vorlagen des Hauptvereines betreffend mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und betreffend Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen beraten.

Eingegangen 8. Juli 1905.

Emscher-Bezirksverein.

Sitzung vom 25. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Müller.

Anwesend 18 Mitglieder.

Die Versammlung beschäftigt sich mit geschäftlichen Dingen; insbesondre werden die Denkschrift über mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und der Jahresbericht des Gesamtvereines besprochen.

Eingegangen 31. Juli 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 21. Juli 1905.

Vorsitzender: Hr. Lippart. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 39 Mitglieder und 1 Gast.

Vor der Sitzung wurde der städtische Schlachthof besucht, wozu sich etwa 50 Teilnehmer eingefunden hatten. Unter Führung des Schlachthausdirektors Hrn. Rogner und des Hrn. Werner wurden die Schlachträume für Klein- und Großvieh, die Stalleinrichtungen, die zu Kühlzwecken dienenden Maschinenanlagen die Kühlräume und die Kuttelei besichtigt.

In der Sitzung berichtet Hr. Bogatsch über die Versammlung des Vorstandsrates am 17. Juni 1905 zu Magdeburg.

Eingegangen 26. Juni 1905.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Sitzung vom 20. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Ackermann. Schriftführer: Hr. Schlarb.

Anwesend rd. 170 Mitglieder und Gäste.

Der Sitzung ging eine Besichtigung der Hüttenanlagen der Luxemburger Bergwerks- und Saarbrücker Eisenhütten-Aktiengesellschaft Burbacher Hütte bei Saarbrücken unter Führung des Hrn. Kreitz voran. Zunächst wurde das elektrische Kraftwerk besucht. Die Antriebmaschinen sämtlicher Dynamos sind Gasmaschinen, und zwar sind vorhanden 3 ältere einfachwirkende Viertaktmaschinen der Gasmotorenfabrik Deutz von je 600 PS_e mit 4 Zylindern, von denen je zwei gegenüberliegende auf dieselbe Kurbel treiben, und eine doppeltwirkende Viertaktmaschine von 1200 PS_e mit zwei Arbeitzylindern in Tandemanordnung, erbaut von der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg. Während die Deutzer Maschinen durch Gichtgas betrieben werden, kommt bei der Nürnberger Koksofengas zur Anwendung. Das Kraftwerk liefert nur Gleichstrom. In der Koksofenanlage interessierte hauptsächlich die von der Firma Dr. C. Otto & Co., Dahlhausen, erbaute Gruppe von 72 Oefen mit Unterheizung und mit Gewinnung von Teer und Ammoniak.

Die Hochofenanlage umfaßt 6 Hochöfen und liefert rd. 900 t Roheisen täglich. Eine Gebläsemaschine, die durch eine in Zwillingsanordnung arbeitende doppeltwirkende Viertaktgasmaschine von 1200 PS_e mittels Gichtgases betrieben werden soll, war in der Aufstellung begriffen. Die Maschine, von Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle, erbaut, soll 1000 cbm/min ansaugen und auf 0,5 at Ueberdruck verdichten. Im Stahlwerk fesselten die beiden Roheisenmischer und eine große Gebläsemaschine von Ehrhardt & Sehmer die Aufmerksamkeit.

Im Walzwerk fielen besonders ein neues Universalwalzwerk[1]), ein elektrisch angetriebenes Feineisenwalzwerk und eine neue Drahtstraße auf, die durch eine 1800pferdige Gichtgasmaschine angetrieben wird. Diese Maschine mit zwei Arbeitzylindern in Tandemanordnung war die erste größere Gasmaschine, die von der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg nach dem doppeltwirkenden Viertaktsystem erbaut worden ist; sie befand sich seit fast einem Jahr in anstandslosem Betrieb.

Von der Bedeutung der Burbacher Hütte legen die folgenden Zahlen Zeugnis ab. Im Betrieb befinden sich gegenwärtig: 150 Dampfkessel mit 10 000 qm Heizfläche, die Dampf für 210 Dampfmaschinen liefern, und 6 Gasmaschinen mit 6000 PS_e; 7 normalspurige und 15 schmalspurige Lokomotiven versehen den Verschiebedienst innerhalb der 3 Hüttenbahnhöfe, die eine Gleislänge von 25 km normaler Spur und von 50 km schmaler Spur haben. Die Erzeugung fertiger Ware betrug 1903/04 240000 t.

In der sich anschließenden Sitzung spricht Hr. Philippi (Gast) über

Neuerungen bei elektrischen Anlagen im Bergwerks- und Hüttenbetrieb.

Nach einigen allgemeinen Bemerkungen über die Anwendung der elektrischen Kraftübertragung im Bergbau und Hüttenwesen wendet sich der Vortragende zunächst den Hauptschacht-Förderanlagen zu. Bei der Ausbildung von Hauptschacht-Fördermaschinen hängt die Beantwortung der Frage, welche Vorteile in betriebstechnischer und wirtschaftlicher Beziehung durch den elektrischen Antrieb zu erreichen sind, hauptsächlich von der Stromart ab. Am nächsten würde es liegen, Drehstrom unmittelbar für Fördermaschinen zu verwenden, da er wegen der vielen Vorzüge, die er für den Betrieb unter Tage hat, auf fast allen neuzeitlich eingerichteten Bergwerken vorhanden ist. Der Drehstrommotor hat aber gewisse Schwächen, die sich gerade bei großen Förderanlagen besonders bemerkbar machen. Zunächst ist es nur dann möglich, die Umlaufzahl eines gewöhnlichen Drehstrommotors zu

[1]) s. Z. 1905 S. 968.
[2]) s. Z. 1905 S. 1870 u. f.
[3]) Z. 1904 S. 1580.

[1]) Z. 1904 S. 1651.

vermindern, wenn er belastet ist. Das geschieht mit Hülfe eines in den Rotorstromkreis geschalteten Widerstandes. Einen solchen Widerstand kann man jedoch nicht anwenden, sobald der Motor leer läuft oder, wie es bei Fördermaschinen, insbesondre Seilfahrtmaschinen, sehr oft vorkommt, durch die niedergehende Last angetrieben wird. Im letzteren Fall ist sogar die Umlaufzahl um so größer, je mehr Widerstand in den Rotorstromkreis geschaltet ist, und es kann, wenn der ganze zum Anlassen erforderliche Widerstand im Rotorstromkreise liegt und die Last, die den Motor antreibt, genügend groß ist, die Geschwindigkeit bis auf das Doppelte des normalen Betrages erhöht werden. Dieser Umstand bedingt gerade für das Einhängen von Lasten, also auch für das Einfahren von Mannschaften, eine große Betriebsunsicherheit, da der Maschinenführer, der beim Heben von Last gewöhnt ist, die Geschwindigkeit durch Einschalten des Widerstandes zu vermindern, beim Einhängen, um den Motor künstlich zu belasten, die Bremse anziehen muß und dann mit Hülfe des Widerstandes die Geschwindigkeit ermäßigen kann.

Die Fördergeschwindigkeit einer durch einen Drehstrommotor angetriebenen Maschine hängt daher von verschiedenen Einflüssen ab, und nicht etwa lediglich von der Stellung des Manövrierhebels, der den Regulierwiderstand bedient. Man kann deshalb auch nicht eine so einfache Sicherheitsvorrichtung, wie sie später vom Redner beschrieben wird, ausbilden, hat also eine ungenügende Betriebsicherheit und ist stets in hohem Maße von der Geschicklichkeit des Maschinenwärters abhängig. Ein weiterer Nachteil der unmittelbar durch einen Drehstrommotor angetriebenen Fördermaschine liegt in der Schwierigkeit, die durch den Fördermaschinenbetrieb bedingten Belastungsschwankungen auszugleichen. Von den beiden allgemeinen zur Verfügung stehenden Mitteln zum Ausgleich von Belastungsschwankungen versagt das Schwungrad in der Regel ganz, während eine Akkumulatorenbatterie wirksam sein kann. Ein Schwungrad kann nur in sehr ungenügendem Maße die Belastungsschwankungen von den Antriebmaschinen der Drehstromgeneratoren fernhalten, weil größere Schwankungen der Umlaufzahl mit Rücksicht auf sonstige an die gleiche Maschine anzuschließende Motoren, deren Geschwindigkeit die Schwankungen der Periodenzahl mitmachen würde, nicht zulässig sind. Eine Akkumulatorenbatterie läßt sich allerdings mit Hülfe eines Umformers so anschließen, daß die Belastungsschwankungen ausgeglichen werden; doch sind die Anschaffungskosten hoch.

Wichtig ist weiter, daß es bei Drehstrom bedeutend schwieriger als bei Gleichstrom ist, den Fördermotor unmittelbar mit der anzutreibenden Arbeitswelle zu kuppeln. Es macht keine Schwierigkeiten, Gleichstrommotoren von nur etwa 100 PS für 40 bis 50 Uml./min zu bauen, während das bei Drehstrommotoren von der gleichen Leistung und der üblichen Periodenzahl von 50 i. d. Sek. praktisch unausführbar ist. Bei Drehstrommotoren ist man daher viel eher gezwungen, ein Zahnrädervorgelege zu verwenden; das aber sollte mit Rücksicht auf die Beeinträchtigung der Betriebsicherheit möglichst vermieden werden. Endlich ist der Drehstrommotor auch, was den Energieverbrauch angeht, dem Gleichstrommotor gegenüber im Nachteil. Beim Anlassen geht im Anlaßwiderstand eine Energiemenge verloren, die gleich der in der Anfahrperiode geleisteten Arbeit, also gleich der Hubarbeit einschließlich der Beschleunigungsarbeit und zuzüglich der Verluste im Motor ist. Ferner wird beim Einheben der Förderschale in die Hängebank, wenn dies durch den Fördermotor selbst ausgeführt werden soll, eine verhältnismäßig sehr große Energiemenge vernichtet. Auch kann, wenn die Geschwindigkeit des Motors gegen Ende des Hubes auf elektrischem Wege vermindert werden soll, keine Energie in das Netz zurückgegeben werden, sondern die Geschwindigkeitsverminderung wird entweder durch erneutes Einschalten von Widerstand oder durch Gegenstrom vermindert; beides aber bedeutet Energieverlust. Hieraus folgt, daß der Energieverbrauch einer durch einen Drehstrommotor angetriebenen Maschine ebenfalls sehr wesentlich von der Geschicklichkeit des Maschinenwärters abhängt.

Die Nachteile des Drehstrommotors werden beim Gleichstrommotor und besonders bei der dem Amerikaner Leonard zuerst patentierten Regelung vermieden. Diese besteht darin, daß der Fördermotor von einer besondern Gleichstrommaschine seine Energie erhält, deren Spannung durch Feldregelung zwischen null und einem Höchstwert verändert wird, und deren magnetisches Feld umgeschaltet werden kann. Die großen Vorteile dieser Anordnung liegen hauptsächlich in folgendem: Die Umlaufzahl des Gleichstrommotors und demnach auch die Fördergeschwindigkeit ist von der Belastung unabhängig, hängt vielmehr allein von der Stellung des Manövrierhebels ab. Dieser Vorteil macht nach Ansicht des Vortragenden die Leonardsche Regelung für große Schachtfördermaschinen weitaus am besten geeignet. Auch das Einhängen von Lasten kann daher mit beliebig kleiner Geschwindigkeit vorgenommen werden. Die niedrige Geschwindigkeit, wie sie bei Schacht- und Seilrevisionen erforderlich ist, einzustellen, macht nicht die geringsten Schwierigkeiten; es geschieht dadurch, daß der Manövrierhebel, der den Regulierwiderstand bedient, nur um einen kurzen Weg aus der Nullage ausgelegt wird. In der alleinigen Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit von der Stellung des Manövrierhebels ist auch die Grundlage zu dem Bau einer überaus einfachen und vollkommenen Sicherheitsvorrichtung gegeben, die es zuläßt, die Seilfahrtgeschwindigkeit höher als bei Fördermaschinen zu wählen, die durch Dampfmaschinen oder Drehstrommotoren angetrieben werden.

Ein großer Vorteil der Leonardschen Regelung liegt ferner darin, daß der Energieverbrauch von der mehr oder weniger großen Geschicklichkeit des Maschinisten unabhängig ist. Man kann deshalb aus den verschiedenen Verlustquellen den Energieverbrauch einer Förderanlage vorher so genau berechnen, daß man ihn gewährleisten kann. Zur Erläuterung diene Fig. 1, Fahrdiagramme darstellend, die an der für die kgl. Württembergische Saline Friedrichshall bei Jagstfeld gelieferten Fördermaschine aufgenommen sind. Der eine Linienzug stellt den vom Fördermotor verbrauchten Strom, der andre die veränderliche Ankerspannung des Fördermotors dar, so daß das Produkt beider den Energieverbrauch des Fördermotors ergibt. Mit Rücksicht auf die langsame Steigerung der Ankerspannung wächst der Energieverbrauch nur allmählich bis zu einem Höchstwert, der der vollen Umlaufzahl des

Fig. 1.

Fahrdiagramme der Fördermaschine Friedrichshall.

Amp 800 600 400 200 0
0,3 14,5 1,8 9,4 1,2 sk
2 17 sk 8 26 sk Rückstrom
Nullinie für den Strom
Nullinie für die Spannung bezw. Geschwindigkeit

Fördermotors entspricht, um bei dem mittleren Teil der Fahrt, wo die Maschine mit voller Umlaufzahl arbeitet, dem veränderlichen Seilausgleich entsprechend, langsam wieder abzunehmen. Der zu Beginn der Verzögerungsperiode gegebene Rückstrom bedeutet einen reinen Energiegewinn, da die entsprechende Energie in den zur Anlage gehörigen Schwungradumformer zurückgegeben wird. Der letzte große Stromstoß, der dem Einheben in die Hängebank entspricht, stellt keinen nennenswerten Energieverbrauch dar, da, wie das Diagramm auch erkennen läßt, die Ankerspannung des Motors zu gleicher Zeit fast null ist.

Auch die wichtige Frage des Ausgleiches der Belastungsschwankungen ist bei der Leonardschen Regelung in bequemer und technisch vollkommener Weise zu lösen. Wie bereits bemerkt, kommen hierfür allgemein zwei Mittel, das Schwungrad und die Akkumulatorenbatterie, in Frage. Wie diese bei der Leonardschen Regelung anzuordnen sind, hängt davon ab, ob die Regulierdynamo unmittelbar von einer der Antriebmaschinen des Kraftwerkes oder von einem an das Netz angeschlossenen Motor angetrieben werden soll.

Im ersteren Fall ist, wenn die Kraftmaschine auch für die übrigen Betriebe Energie erzeugen soll, ein Schwungrad nur dann anwendbar, wenn diese mit Gleichstrom betrieben werden. Alsdann kann für diese Betriebe eine besondere Gleichstromdynamo, die unveränderliche Spannung zu erzeugen hat, von derselben Kraftmaschine wie die Regulierdynamo angetrieben werden, und es läßt sich eine unveränderliche Spannung der für die übrigen Betriebe aufzustellenden Gleichstrommaschine durch eine besondere Schaltung sichern. Dadurch ist es möglich, selbst bei Geschwindigkeitsschwankungen bis zu etwa 15 vH eine vollkommen unveränderliche Spannung an der für die übrigen Betriebe benutzten Gleichstrommaschine zu halten.

Kommt jedoch für die übrigen Betriebe nicht Gleichstrom, sondern, wie in den meisten Fällen auf Gruben, Drehstrom in Frage, so kann die Kraftmaschine, welche die Regulierdynamo antreibt, nicht zum Antrieb einer Drehstromdynamo für die

übrigen Betriebe herangezogen werden, wenn die Belastungsschwankungen durch ein mit der Kraftmaschine gekuppeltes Schwungrad ausgeglichen werden sollen. Alsdann ist es nur möglich, eine Batterie aufzustellen, wofür als Beispiel eine den Siemens-Schuckert-Werken kürzlich in Auftrag gegebene Anlage für die Kaliwerke Friedrichshall A.-G., Sehnde bei Hannover, dienen möge. Bei dieser Anlage ist die Anordnung so getroffen, daß der Gleichstrommaschinensatz, bestehend aus der auf den Fördermotor arbeitenden Regulierdynamo und der mit der Batterie parallel geschalteten Maschine, mit Hülfe von zwei ausrückbaren Kupplungen sowohl mit einer größeren, in den Zeiten des Hochbetriebes arbeitenden, wie auch mit einer kleineren, in den Zeiten schwächerer Energieentnahme zu benutzenden Dampfmaschine gekuppelt werden kann. Mit jeder Dampfmaschine ist noch ein Drehstromgenerator verbunden, der die für die übrigen Betriebe erforderliche Drehstromenergie liefert. Außerdem wird noch eine kleine 150 pferdige Dampfmaschine, die nur mit einem Drehstromgenerator gekuppelt ist, aufgestellt, damit, wenn die Förderung nicht betrieben werden soll und nur eine geringe Menge Drehstrom verlangt wird, keine der größeren Dampfmaschinen zu laufen braucht. Die ganze Anordnung gibt die Möglichkeit, sich dem Betrieb, der mit Rücksicht auf den schwankenden Kaliabsatz sehr wechselt, in wirtschaftlicher Weise anzupassen und mit dem denkbar geringsten Kohlenverbrauch auszukommen.

Handelt es sich darum, die Förderanlage an ein bestehendes Kraftwerk anzuschließen, oder ist die beschriebene Anordnung aus andern örtlichen Rücksichten nicht zweckmäßig ausführbar, so ist die Leonardsche Regulierdynamo durch einen besondern, mit unveränderlicher Spannung arbeitenden, vom Netz gespeisten Motor anzutreiben und das Mittel zum Ausgleich der Belastungsschwankungen: Schwungrad oder Batterie, mit diesem Umformer zu verbinden. Hierher gehört die in den letzten Jahren in einer großen Zahl von Fällen angewandte Konstruktion von Ilgner[1]), die zum Ausgleich der Belastungsschwankungen auf der Umformerwelle ein schweres Schwungrad anbringt und der Verbreitung elektrisch betriebener Hauptschacht-Fördermaschinen von außerordentlichem Nutzen gewesen ist, weil sie gestattet, selbst die größten Schachtförderanlagen an jedes Netz mit den besten wirtschaftlichen Erfolgen und ohne Beeinträchtigung der andern Betriebe anzuschließen. Die an der Ilgner-Maschine auf Zeche Zollern II der Gelsenkirchener Bergwerks A.-G. aufgenommenen Diagramme lassen den fast ganz gleichmäßigen Energieverbrauch des Umformermotors einerseits und die großen Belastungsschwankungen des Fördermotors anderseits deutlich erkennen; vergl. Fig. 2[2]).

Fig. 2.

Fahrdiagramme der Fördermaschine Zollern II.

Ein scheinbarer Vorteil des unmittelbaren Antriebes durch einen Drehstrommotor liegt in den geringeren Anschaffungskosten. Diese sind jedoch nur dann niedriger als beispielsweise beim System Ilgner, wenn lediglich die Kosten für die Förderanlage verglichen werden, während bei einem richtigen Vergleich auch die Kosten des für die Förderanlage beanspruchten Teiles des Kraftwerkes und der Kesselanlage in Rücksicht gezogen werden müssen. Dann stellen sich bei einer einigermaßen großen Leistung der Maschine, d. h., wenn es sich nicht nur um kleinere Förderhaspel handelt, die Anlagekosten einer Förderanlage nach Ilgner fast immer niedriger als die einer mit unmittelbarem Drehstromantrieb arbeitenden Maschine. Billiger als eine elektrische Förderanlage nach dem System Ilgner ist allerdings eine unmittelbar von einer Dampfmaschine angetriebene Anlage, doch ist auch hierbei der Vergleich stets auf die gesamten für die Förderanlage beanspruchten Teile, also auch auf die größer zu bemessende Kesselanlage nebst Kesselhaus und Rohrleitung sowie auf das Fördermaschinengebäude selbst, das bei Wahl eines Elektromotors kleiner gehalten werden kann, auszudehnen. Dabei fallen die Unterschiede zwischen Dampffördermaschinen und elektrischen Fördermaschinen nicht sehr groß aus. Jedenfalls werden sie durch die Ersparnis an Kohlen, Kosten für Schmier- und Putzstoffe usw. weitaus wieder ausgeglichen, da selbst bei Ueberhitzung des Dampfes, Kondensation, vollkommenster Ausbildung der Steuerung usw. der Dampfverbrauch einer Dampffördermaschine noch nennenswert höher als der einer elektrischen Maschine ist.

Die Höhe des Energieverbrauches richtet sich danach, wie das Mittel zum Ausgleich der Belastungsschwankungen angeordnet wird, und selbstverständlich auch danach, wie hoch sich der Dampfverbrauch der die Generatoren antreibenden Dampfmaschine stellt. Bei großen Schachtförderanlagen, wo die Leistung der Betriebsmaschinen meist mehrere 1000 PS beträgt, dürfte es kaum Schwierigkeiten machen, einen Dampfverbrauch von etwa 5,5 kg/PS_e-st zu erzielen. Welcher Dampfverbrauch sich dann für 1 Schacht-PS_e-st ergibt, hängt von den Verlusten ab, die zwischen der Dampfmaschinenwelle und dem Schacht auftreten. Bei dem System Ilgner kann mit einem Gesamtwirkungsgrad zwischen Schacht und Sammelschienen des Kraftwerkes von etwa 55 vH, bei kleinen Maschinen von etwa 45 vH gerechnet werden, so daß sich unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Generators der Dampfverbrauch für 1 Schacht-PS_e-st auf ungefähr 12 kg stellt. Wird die bei den Kaliwerken Friedrichshall zuerst zur Ausführung kommende Anordnung gewählt, wobei die Umformerverluste fortfallen, so kann sich unter einigermaßen günstigen Umständen, d. h. bei größerer Schachtteufe, ein Dampfverbrauch von etwa 11 kg ergeben.

Fig. 3.

Förderanlage Friedrichshall.

Am günstigsten stellt sich der Dampfverbrauch dann, wenn der unmittelbare Antrieb der Regulierdynamo durch eine Kraftmaschine des Kraftwerkes beibehalten, die Batterie aber durch ein Schwungrad ersetzt werden kann. Alsdann wird sich bei dem oben angenommenen Dampfverbrauch von 5,5 kg/PS_e-st leicht ein Dampfverbrauch von höchstens 10 kg für 1 Schacht-PS_e-st erreichen lassen. Keine von diesen Dampfverbrauchzahlen dürfte sich nach Ansicht des Redners bei gleichen Bedingungen und gleicher Arbeitsweise von einer Dampffördermaschine auch nur annähernd erzielen lassen.

Besonders hervorzuheben ist, daß auch der Energieverbrauch für den Leerlauf des Schwungradumformers das Gesamtbild bei Wahl des Ilgner-Systems nicht nennenswert beeinflußt. Durch sehr vollkommene Ausbildung der Schwungradlager ist er von vornherein auf ein sehr geringes Maß herabgedrückt. Bei der Schachtförderanlage auf Zeche Zollern II ist überdies das große Schwungrad, um seine Luftreibung zu ermäßigen, nachträglich eingekapselt worden, wodurch tatsächlich eine nennenswerte Ersparnis er-

[1]) Vergl. Z. 1902 S. 1794; 1904 S. 103.
[2]) s. auch Z. 1905 S. 1689.

zielt worden ist. Neben dem Dampfverbrauch während einer Schicht flotter Förderung, der sich auf dieser Anlage zu 11,8 kg für 1 Schacht-PSe-st ergeben hat, ist besonders der günstige Dampfverbrauch von 14,3 kg während eines Zeitraumes von 24 st bemerkenswert, in den der Schichtwechsel sowie eine Frist von etwa 6 st mit nur einigen Zügen zum Einhängen von Holz fielen. Fig. 3 zeigt den Energieverbrauch für einen Zug, der bei der oben bereits erwähnten Schachtförderanlage der Saline Friedrichshall durch Messungen festgestellt wurde, in Abhängigkeit von der Zahl der Züge, läßt also den Einfluß des Leerlaufverbrauches des Schwungradumformers erkennen. Wie die Kurven zeigen, geht der Energieverbrauch erst dann merklich in die Höhe, wenn die normale Zügezahl von 55 in einer Stunde auf weniger als die Hälfte heruntergegangen ist, womit in der Regel nicht gerechnet zu werden braucht.

Zu erwähnen wäre noch, daß man unter Umständen auch von der Anbringung eines Schwungrades auf dem Umformer ganz absehen kann, wenn beispielsweise die Fördermaschine nur während der Zeiten des Schichtwechsels benutzt werden soll und das Kraftwerk während dieser Zeit für die außer der Förderanlage noch angeschlossenen Sekundäranlagen weniger Energie zu liefern hat. Das allmähliche Anwachsen der Energieentnahme beim Betriebe der Förderanlage, das durch die Verwendung der Leonardschen Regelung ermöglicht wird, hat dann zur Folge, daß das Kraftwerk immerhin noch günstig belastet bleibt, da wenigstens die plötzlichen großen Stöße, die beim Drehstrombetrieb auftreten, fortfallen. Das Wichtigste an der Leonardschen Anordnung, die günstige Regelung der Fördermaschine selbst, vollkommene Manövrierfähigkeit und hohe Betriebsicherheit, bleibt auch dann noch gewahrt. Bei stärkerer Benutzung der Förderanlage würde die Herabsetzung der Kosten für diese allerdings wieder durch die höheren Kosten des Kraftwerkes ausgeglichen, und es würde sich kein Vorteil aus dem Fehlen des Schwungrades ergeben.

Die Sicherheitsvorrichtung der Leonardschen Regelung in der von den Siemens-Schuckert-Werken angegebenen Form ist mit dem Teufenzeiger verbunden und wirkt folgendermaßen: Zunächst wird, wenn sich die Förderschale der Hängebank nähert, der Manövrierhebel langsam nach der Nullage hin zurückgeschoben, wobei die Geschwindigkeit ohne Zutun des Maschinenwärters ermäßigt wird. Der Hebel wird jedoch nicht sofort vollkommen bis in die Nullage gebracht, so daß der Maschinist noch die Möglichkeit hat, im allerletzten Teil mit geringer Geschwindigkeit unabhängig von der Sicherheitsvorrichtung zu fahren. Dafür ist diese Vorrichtung mit dem Manövrierhebel durch ein Gestänge starr verbunden; der Maschinist kann also nicht, wie bei manchen Sicherheitsvorrichtungen von Dampffördermaschinen, im letzten Augenblick die Sicherheitsvorrichtung ausklinken. Erst wenn die Förderschale über die Hängebank hinausgefahren ist, wird gleichzeitig die Sicherheitsbremse ausgelegt und der Manövrierhebel in die Nullage gebracht. Auf diese Weise ist eine vollkommene Betriebsicherheit für den wichtigsten Teil des Fahrweges, nämlich das Einfahren in die Hängebank, erreicht. Die vollkommene Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit allein von der Stellung des Manövrierhebels ermöglicht auch, zu erreichen, daß der Maschinenwärter auch für die übrigen Teile des Fahrweges genau nach der berechneten Fahrkurve fährt, und zwar dadurch, daß eine Kurvenscheibe von der Welle des Teufenzeigers gedreht wird, gegen die sich das Ende des mit dem Manövrierhebel verbundenen Gestänges anlegt. Durch diese Kurvenscheibe ist dem Maschinenführer, der den Manövrierhebel nicht anders als in der durch die Form der Kurvenscheibe gegebenen Weise auslegen kann, die Geschwindigkeitskurve genau vorgeschrieben. Besonders wichtig ist diese Einzelheit der Sicherheitsvorrichtung dann, wenn man einen Umformer ohne Schwungrad aufstellt und die höchste Belastung möglichst herabsetzen, d. h. mit möglichst langem Anfahrweg und geringer Beschleunigung fahren will, sowie dann, wenn man bei Koepe-Scheiben das Rutschen des Seiles vermeiden will.

In der beschriebenen Form ist die Sicherheitsvorrichtung zuerst bei einer für die Mansfeldsche Kupferschiefer bauende Gewerkschaft zu Eisleben gelieferten größeren Schachtfördermaschine zur Ausführung gebracht, wo sie sich sehr gut bewährt hat. Neuerdings wird damit noch eine einfache Vorrichtung zum Zählen der Förderzüge, bestehend aus einem am Teufenzeiger angebrachten Kontakt und einem an beliebiger Stelle unterzubringenden Zählwerk, verbunden, so daß die Zügezahl auch an entfernter Stelle stets aufgezeichnet wird.

Die große Sicherheit, die durch die Sicherheitsvorrichtung erreicht ist, hat zur Folge gehabt, daß für die Fördermaschine der Zeche Zollern II eine Seilfahrtgeschwindigkeit von 10 m/sk genehmigt ist[1]).

Will man sicherstellen, daß die Seilfahrtgeschwindigkeit vom Maschinenwärter innegehalten wird, so kann man, wie es bei mehreren von den Siemens-Schuckert-Werken ausgeführten Schachtförderanlagen gleichfalls geschehen ist, an dem Steuerbock, der den Manövrierhebel trägt, eine durch einen Magneten betätigte und von der Hängebank aus ein- und auszuschaltende Sperrung anbringen, die nur eine Bewegung des Manövrierhebels bis zu dem der Seilfahrtgeschwindigkeit entsprechenden Punkt zuläßt und seinen weiteren Weg sperrt. Auch diese sehr einfache Sicherheitsvorrichtung ist lediglich durch die alleinige Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit von der Stellung des Manövrierhebels gegeben.

Besondere Beachtung verdient bei den Schwungradumformern der neuen Ilgner-Fördermaschinen die Ausbildung der Schwungradlager, die mit Druckschmierung versehen sind und ihr Oel von zwei an dem Umformer angebauten Oelpumpen erhalten, deren Umlaufzahl in weiten Grenzen verändert werden kann. Sie haben auf Zeche Zollern II von Anfang an ausgezeichnet gearbeitet. Bei kleineren Umformern, z. B. bei der Förderanlage der Saline Friedrichshall, sind Kugellager gewählt, die den Vorteil haben, daß sie einen unterbrochenen Oelumlauf nicht erforderlich machen; auch sie haben sich bisher gut bewährt.

Von den neuesten Ilgner-Förderwerken besitzt die große Anlage der Zeche Mathias Stinnes Schacht III und IV bei Carnap wohl die bemerkenswerteste Umformeranlage. Sie umfaßt vorläufig 2 Schwungradumformer mit je einem Schwungrade von 43 t Gewicht, die mechanisch miteinander gekuppelt werden können. Jeder Umformer speist eine große Schachtfördermaschine; es ist daher möglich, die Umformer miteinander zu kuppeln, so daß die Belastungsstöße der beiden Fördermaschinen sich gegenseitig ausgleichen. Mit dem sehr ungünstigen Fall, daß das Anfahren beider Fördermaschinen zeitlich genau zusammenfällt, braucht für gewöhnlich wohl nicht gerechnet zu werden. Sollte er aber eintreten, so würde die Umlaufzahl des Umformers etwas stärker abfallen, und außerdem würde eine elektromagnetische Sperrvorrichtung in Wirksamkeit treten, die, wenn die Umlaufzahl des Umformers bis auf einen bestimmten Betrag sinkt, verhindert, daß mit der vollen Geschwindigkeit gefahren werden kann. Die beiden Schwungräder brauchten unter diesen Umständen zusammen nur so stark genommen zu werden, wie dies für jede einzelne Maschine nötig war. Beim Ausbau der Anlage wird noch ein zweiter, in gleicher Weise auszubildender Doppelumformer aufgestellt, und dann können die Anlaßdynamos des zweiten Doppelumformers zu denen des ersten in Reihe geschaltet werden, zu welchem Zweck ein Umschaltetisch aufgestellt ist, so daß dann in Wirklichkeit 4 große Schwungradumformer elektrisch oder mechanisch miteinander gekuppelt sind und sich die Energieentnahme der vier großen Schachtfördermaschinen sehr günstig ausgleicht.

Der Vortragende wendet sich nunmehr den Hochdruck-Zentrifugalpumpen zu. Gemeinsam mit der Maschinenfabrik Gans & Co. in Berlin-Reinickendorf haben die Siemens-Schuckert-Werke eine Abteufpumpe für 1,5 cbm/min bei 30 m Förderhöhe gebaut. Der die Pumpe antreibende Drehstrommotor ist als gekapselter Motor mit Lüftung ausgebildet, d. h. seine Wicklung ist gegen Tropfwasser durch eine kräftige gußeiserne Haube geschützt, die jedoch so angeordnet ist, daß noch frische Luft zur Kühlung durch die Wicklung hindurchstreichen kann. Als Anlaßvorrichtung ist die Siemenssche selbsttätige Gegenschaltung, die auf der Rotorwelle sitzt, angebracht; sie erlaubt, einen besondern Anlasser fortzulassen, so daß die Pumpe einfach durch Ein- und Ausschalten des außerhalb des Schachtes liegenden Schalters an- und abgestellt werden kann.

Eine weitere Abteufpumpe für 2,5 cbm/min und 250 m Förderhöhe, deren mechanischer Teil von Gebr. Sulzer, Winterthur, geliefert wurde, ist vor etwa einem Jahr auf dem Emser Blei- und Silberwerk bei Ems in Betrieb gesetzt, und zwei weitere Pumpen dieser Konstruktion sind dort zum Sümpfen eines ersoffenen Schachtes benutzt worden. Diese Arbeiten haben etwa ein Jahr in Anspruch genommen; sie stellten wegen der ununterbrochenen Arbeit der Pumpen und der großen Nässe des Schachtes besonders ungünstige Anforderungen an den elektrischen Teil. Der Motor ist hier vollkommen eingekapselt, jedoch mit Wasserkühlung versehen, zu welchem Zwecke der feststehende Teil mit einem Wassermantel umgeben ist. Der Motor wird mit Hülfe eines über

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 635.

Tage stehenden Transformators angelassen. Diese beiden Ausführungen zeigen, in wie einfacher Weise man beim elektrischen Antrieb eine zweckmäßige, wenig Raum beanspruchende Abteufpumpe ausbilden kann.

Eine Schrämmaschine, deren mechanischer Teil von der Schalker Eisenhütte, Westfalen, geliefert und nach Bauart Garforth ausgeführt ist, ist ebenfalls von den Siemens-Schuckert-Werken mit elektrischem Antrieb ausgestattet worden. Der Motor mußte hier mit Rücksicht auf den Stein- und Kohlenfall und die Schlagwettergefahr vollkommen eingekapselt werden, konnte jedoch, da kein Wasser zur Verfügung steht, nicht mit Kühlwasser gekühlt werden. Er ist daher entsprechend reichlich bemessen worden. Zum Anlassen dient ein gleichfalls in kräftigem Gehäuse eingeschlossener Widerstand. Motor und Anlasser sind niedrig gelagert und so ausgebildet, daß die Bauhöhe der ganzen Maschine gering ist. Maschinen dieser Art sind für die Vereinigte Königs- und Laurahütte geliefert.

Des weiteren beschäftigt sich der Redner mit dem elektrischen Antrieb von Walzenstraßen, wobei er sich im wesentlichen an einen früheren Vortrag von Köttgen[1]) anlehnt.

Darauf wird die Denkschrift betr. mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen beraten.

Eingegangen 12. August 1905.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 18. April 1905.

Hr. Benemann spricht über das Berner Oberland und die Jungfraubahn[2]).

Sitzung vom 5. Juni 1905.

Vorsitzender: Hr. Benemann.

Anwesend 14 Mitglieder.

Bei der Besprechung eines Besuchs des städtischen Elektrizitätswerkes macht Hr. Benemann darauf aufmerksam, daß infolge von Undichtigkeiten der Stopfbüchsen die Luft durch Gasdämpfe stark verschlechtert war, und daß die Kupferteile wegen des Schwefelgehaltes der benutzten Gaskoks sehr gelitten hatten. Zuerst verschmutzten die Rohrleitungen und die Innenteile durch den Teergehalt der aus schlesischer Kohle in geneigten Retorten erzeugten Koks, bis man nur den mittleren Teil jeder Beschickung für die Sauggasanlage verwendete, da der Teer sich besonders an den Retortenköpfen in den Koks absetzt.

Hr. Rumpe macht Angaben über die nach einem Betriebswinter nötig gewordene Vergrößerung der ganzen Anlage, die durch eine Gasdynamo von 1500 PS erfolgen soll. Zurzeit sind aufgestellt: 2 doppeltwirkende Einzylinder-Viertakt-Gasmaschinen der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg von je 150 PS Leistung, die durch Riemen je eine Gleichstromdynamo antreiben, und eine 300 pferdige Viertaktgasmaschine derselben Bauart und Herkunft in Tandemanordnung, mit der eine Dynamo unmittelbar gekuppelt ist. Die Sauggasanlage ist von Julius Pintsch geliefert worden. Hr. Lichtheim gibt an, daß die Gasanstalt einen Generator 17 Monate hindurch mit Gaskoks im Betrieb gehalten habe, was bei Anthrazit oder Hüttenkoks ausgeschlossen sein dürfte.

Im Anschluß daran berichten die Herren Rumpe, Benemann und Buchholz über einen Ausflug nach Breslau am 20. Mai, woran 22 Mitglieder des Bezirksvereines teilgenommen haben.

Darauf werden die Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungskraftmaschinen beraten.

Eingegangen 11. Oktober 1905.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Sitzung vom 12. Juli 1905.

Vorsitzender: Hr. Caemmerer. Schriftführer: Hr. Weidler.

Anwesend rd. 200 Mitglieder und Gäste.

Hr. Rüter spricht über den Bau der Straßenbrücke über den Rhein zwischen Ruhrort und Homberg. Wie er ausführt, haben die Gemeinden Ruhrort und Homberg schon vor 10 Jahren den Beschluß gefaßt, aus eigenen Mitteln eine Brücke zu bauen. Der Vorentwurf ist von der Gutehoffnungshütte ausgearbeitet worden und hat als Grundlage des im Dezember 1903 von den Gemeinden Ruhrort und Homberg ausgeschriebenen engeren Wettbewerbes unter den fünf größten Brückenbauanstalten Deutschlands gedient[1]). Die Gutachter entschieden sich zugunsten des Entwurfes der Brückenbauanstalt Gustavsburg, und von der Brückendeputation wurde dieser und der Tiefbaufirma Grün & Bilfinger in Mannheim der Bauauftrag erteilt. Der architektonische Teil wurde von dem Architekten Professor H. Billing in Karlsruhe ausgearbeitet.

Der Vortragende wendet sich dann den Bauarbeiten zu. Von den vier Strompfeilern sind drei mittels Druckluft gegründet, während der Fundamentklotz des vierten Pfeilers durch Trichterbetonierung zwischen Spundwänden hergestellt wurde. Auf der Homberger Seite ist bereits mit der Aufstellung der Brücke begonnen worden, und man hofft, daß der Zeitpunkt, bis zu welchem sie fertiggestellt sein muß, der 1. Mai 1907, nicht überschritten werden wird.

An den Vortrag schloß sich eine Besichtigung der Bauarbeiten, wobei die Herren Kitz, Rüter, Schärer und Ostendorf die Führung übernahmen. Insbesondere wurde die Druckluftgründung in Augenschein genommen.

Eingegangen 7. Juni 1905.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Rosenberg. Schriftführer: Hr. Voßnack.

Anwesend 36 Mitglieder und 5 Gäste.

Hr. Günther spricht über Seeschiffahrtzeichen.

Alle Einrichtungen, die den Schiffen das tiefe Fahrwasser bei Tage und bei Nacht unzweideutig bezeichnen, werden Seezeichen genannt, und zwar unterscheidet man zwischen Tageszeichen und Nachtzeichen. Natürliche Seezeichen sind alle von See aus sichtbaren, besonders gekennzeichneten Bauwerke an Land, wie Kirchtürme oder einzeln stehende Windmühlen. Solche Gegenstände werden noch durch eigens zu diesem Zweck errichtete künstliche Bauwerke ergänzt, sogenannte Baken, die gewöhnlich aus einem kräftigen Holzgerüste mit besonders auffälligem Toppzeichen bestehen. Die Landmarken werden von der Schiffahrt im allgemeinen nur zu Deckpeilungen benutzt. Ganz unentbehrlich sind sie zur genauen Bestimmung von Punkten auf dem Wasser, die festgehalten oder in die Seekarte eingetragen werden sollen. Die Schiffahrt findet in den Landmarken einen wertvollen Anhalt, und wenn neben der Benutzung der Landmarken Lotungen angestellt und Bodenproben entnommen werden, so ist es möglich, ein Schiff zwischen den Schiffahrtshindernissen hindurch zu bringen. Indessen bedingt dieses Verfahren fortwährende Unterbrechungen der Fahrt und damit einen bedeutenden Zeitverlust, der besonders ins Gewicht fällt, wenn sich im Fahrwasser flache Stellen vorfinden, auf denen nur bei Hochwasser die erforderliche Wassertiefe vorhanden ist.

Ein ununterbrochener Schiffsverkehr verlangt also einen bequemen Wegweiser, der den Weg unmittelbar angibt, ohne daß andre, vom Schiffe aus anzustellende Ortsbestimmungen erforderlich werden. In den Hauptfahrwassern besteht dieser Wegweiser für die Tagesfahrt in der Betonnung, für die Nachtfahrt in der Befeuerung des Fahrwassers.

Dem von See kommenden Schiffe dient als erster Anhalt für die Befahrung einer Strommündung oder des Mündungsgebietes mehrerer Ströme ein sogenanntes Ansegelungsobjekt, das im allgemeinen ein Leuchtturm oder ein Feuerschiff ist. In neuerer Zeit baut man die Feuerschiffe meist mit einem in der Mitte des Schiffes stehenden, von innen besteigbaren Turme.

An die Ansegelungsobjekte schließt sich binnenwärts die Betonnung des Fahrwassers an, aus schwimmenden Tonnen oder Bojen bestehend. Grundsätzlich wird in Deutschland für die Einfahrt die rechtsliegende Grenze des Fahrwassers durch rotgestrichene, schmale, hoch aus dem Wasser herausragende Tonnen, sogenannte Spierentonnen, bezeichnet. Sie sind von See aus fortlaufend mit Buchstaben in alphabetischer Reihenfolge versehen und tragen Toppzeichen. An der linken Grenze des Fahrwassers liegen schwarz gestrichene, nach oben spitz zulaufende und wesentlich kürzere Tonnen, die binnenwärts fortlaufend numeriert sind. Der Abstand der Tonnen einer Fahrwasserseite voneinander richtet sich nach der Gestalt des Fahrwassers; durchschnittlich beträgt er eine Seemeile. Für Nebenfahrwasser und auf den Binnenstrecken der Hauptfahrwasser verwendet man gleichfalls rote und schwarze Tonnen, indessen gibt man ihnen eine stumpfere Form. Die Abzwei-

[1]) s. Z. 1904 S. 96, 132.
[2]) s. Z. 1904 S. 1713.

[1]) s. Z. 1904 S. 985 u. f.

gung eines Nebenfahrwassers von einem Hauptfahrwasser wird durch sogenannte Bakentonnen angedeutet, d. s. Tonnen mit einem Aufbau aus Gitterwerk, das oben in ein Kreuz übergeht. Eine große Verbreitung haben in letzter Zeit Leuchttonnen, vielfach in Verbindung mit Schallsignalen, Glocken und Heultonnen, gewonnen. Der Schwimmkörper dieser Tonnen ist mit Preßgas gefüllt, das ein auf der Tonne angebrachtes Leuchtfeuer speist. Die Signale werden durch die Bewegung des Wassers betätigt.

In Flußläufen von geringer Breite, in denen auch nur meist kleinere Schiffe verkehren, faßt man das Fahrwasser zuweilen durch Dalben ein, von denen die bei der Einfahrt linksstehenden ohne Toppzeichen bleiben, während die rechtsstehenden mit Toppzeichen versehen werden.

Für die Nachtfahrt tritt die Befeuerung in Wirksamkeit. Wenn die Tagesbezeichnung in Dalben besteht, brennen nachts Lichter auf ihnen. Bei Seekanälen werden zuweilen die künstlich hergestellten Strecken durch längs der Ufer aufgestellte Glühlampen (Kaiser Wilhelm-Kanal) und die Strecken, die in Seen verlaufen, durch Leuchttonnen bezeichnet (Kaiser Wilhelm-Kanal, Suez-Kanal). Leuchttonnen finden auch vielfach Verwendung zur Bezeichnung von Fahrwassern in Strommündungen, wenn die Durchführung der später zu beschreibenden Befeuerungsarten schwierig oder zu kostspielig werden würde; auch dienen sie zur Bezeichnung einzelner wichtiger Punkte. Im allgemeinen gelten Leuchttonnen für unzuverlässig, da sie bei schwerem Wetter verlöschen oder abgetrieben werden können. Außerdem sind die Höhe des Lichtes über Wasser und die Lichtstärke und damit auch die Sichtweite beschränkt. Schließlich können die Lichterscheinungen der Leuchttonnen den Schiffer täuschen, wenn beim Ueberholen der Tonnen im stark bewegten Wasser das von der Laterne ausgehende Lichtbüschel, anstatt wagerecht über das Wasser hin, schräg auf das Wasser fällt und für die Beobachtung verloren geht. Für wichtige Fahrwasser in Strommündungen müssen vollkommenere Einrichtungen mit festgegründeten Feuern vorhanden sein. Die Möglichkeit dazu bieten die Feuerschiffe und Leuchttürme. Das Ansegelungsobjekt zeigt in den meisten Fällen auch bei Nacht eine kennzeichnende Lichterscheinung und bezeichnet den Anfang der planmäßigen Befeuerung. Zu letzterer dienen Leitfeuer, Richtfeuer, Quermarkenfeuer, zeitweilige Feuer und Wrackfeuer.

Wird das von einem Leuchtturm, der in der Verlängerung des zu befeuernden Fahrwassers steht, ausgehende Licht so abgeblendet, daß der austretende Lichtsektor nur über das tiefe Fahrwasser fällt, so wird umgekehrt ein Schiff sich solange im tiefen Fahrwasser befinden, als es das Feuer des Leuchtturmes sieht. Einen solchen Lichtsektor nennt man Leitsektor, und das Leuchtfeuer, dem er angehört, nennt man Leitfeuer. Der Leitsektor ist naturgemäß nur da anwendbar, wo die Breite des Fahrwassers im Verhältnis zur Länge nicht zu klein ist, da sonst in der Nähe des Leuchtturmes, wo die Grenzen des Sektors mehr und mehr zusammenlaufen, der Bewegungsraum für die Schiffe zu eng wird.

Bei langen und engen Fahrwassern verwendet man infolgedessen die Richtfeuer, die dadurch entstehen, daß man in der Verlängerung der Fahrwasserachse zwei hintereinander stehende Leuchttürme anordnet, von denen der dem Fahrwasser am nächsten gelegene erheblich niedriger ist als der abgelegene. Infolgedessen werden die beiden Feuer der Türme, solange sie senkrecht übereinander gesehen werden, dem Schiffer die Fahrwasserachse angeben.

Leitfeuer und Richtfeuer sind nur dort anzuwenden, wo das Fahrwasser einigermaßen geradlinig verläuft. Die Befeuerung des von See nach binnen in gewundenem Laufe führenden Fahrwassers wird sich daher aus mehreren Leitsektoren und Richtfeuerlinien zusammensetzen müssen. Das Ende des Geltungsbereiches eines Leitsektors oder einer Richtfeuerlinie und der Beginn des Bereiches der andern wird durch ein querab von der Fahrrichtung aufgestelltes, entsprechend abgeblendetes, meist rotes Feuer, ein sogenanntes Quermarkenfeuer, angegeben.

Zeitweilige Feuer dienen zur Bezeichnung von Leuchtturmbauten während der Bauzeit oder zum Ersatz bestehender, aber vorübergehend außer Betrieb gesetzter Feuer oder endlich für Feuer, die nur zu bestimmten Zeiten oder bei bestimmten Anlässen gezeigt werden. Wrackfeuer, meist grün, sollen im Fahrwasser liegende Wracks anzeigen.

Verwechslungen der einzelnen Feuer untereinander müssen vollkommen ausgeschlossen sein. Die Lichterscheinung eines wichtigen Leit- oder Richtfeuers muß daher derart sein, daß sie ausschließlich das betreffende Leuchtfeuer kennzeichnet. Den Verlauf der Lichterscheinung nennt man Charakteristik oder Kennung. Zur Bildung der Kennung verwendet man vorwiegend Festfeuer, Scheine, Blinke und Blitze in weißer, roter oder grüner Farbe. Dabei heißt ein dauernd in gleicher Lichtstärke erscheinendes Licht Festfeuer. Als Schein bezeichnet man die Lichterscheinung zwischen zwei verhältnismäßig kurzen Verdunkelungen oder Abschwächungen oder zwischen zwei Farbenwechseln. Das Aufleuchten entweder aus verhältnismäßig langer Dunkelheit oder aus schwachem Lichte heraus heißt Blink. Blitz endlich wird ein Blink von weniger als zwei Sekunden Dauer genannt.

Käme ein Schiff, das im Leitsektor eines Leuchtfeuers steuert, aus dem Lichtsektor heraus, so wäre es unmöglich, sich zurechtzufinden. Es gilt daher als Grundsatz, daß ein Leitsektor beiderseits mit Blink- oder Blitzfeuer, oder in Ausnahmefällen mit rotem und grünem Feuer eingefaßt wird. Um bei Richtfeuerlinien eine Verwechslung des Unterfeuers mit Schiffslichtern unmöglich zu machen, erhält das Unterfeuer Blink-, Blitz- oder sonstwie unterbrochenes Feuer.

Zur Erzeugung der Scheine, Blinke und Blitze bedient man sich im allgemeinen der Drehfeuer, oder man verwendet Hohlzylinder aus Aluminiumblech, die in gewissen Zeitabschnitten über die Lichtquelle geschoben werden und so das Licht verdecken, oder endlich man ordnet Ottersche Blenden an, ein System von lotrechten Blechstreifen, die um eine stehende Achse um etwa 90° drehbar sind und durch ein Uhrwerk ähnlich wie Jalousien geöffnet und geschlossen werden.

Die Grenze, bis zu welcher ein Leitsektor überhaupt anwendbar ist, liegt bei 1 bis $1^1/_4{}^0$ Winkelöffnung. Für Richtfeuer gilt als Regel, daß der wagerechte Abstand des Oberfeuers vom Unterfeuer etwa $^1/_6$ des Geltungsbereiches der Richtfeuerlinie beträgt. Der Höhenunterschied zwischen Ober- und Unterfeuer soll so bemessen sein, daß der Gesichtswinkel, unter dem ein Beobachter die beiden Feuer im größten nutzbaren Abstand erblickt, nicht unter 4 Minuten sinkt.

Aus der Höhe eines Feuers h_1 über Wasser und aus der Höhe h_2 des Beobachters über Wasser, beide in Meter gemessen, ergibt sich unter Berücksichtigung der Kugelgestalt der Erde und der Lichtbrechung durch die Luft die Sichtweite des Feuers in Seemeilen, d. h. die Entfernung, in der das Feuer hinter der Kimm verschwindet, zu $s = 2{,}08\,(\sqrt{h_1} + \sqrt{h_2})$. Die Tragweite t in Seemeilen eines Feuers ist abhängig von der Lichtstärke J der Lichtquelle in Hefner-Kerzen und dem Sichtigkeitsgrad σ der Luft. Zwischen diesen Größen besteht die Beziehung $J = 0{,}35\,t^2\sigma^{-t}$, worin für sichtiges Wetter $\sigma = 0{,}8$, für dunstiges Wetter $\sigma = 0{,}6$ zu setzen ist. Die Tragweite t des Feuers bei sichtigem Wetter soll der Sichtweite s mindestens gleichkommen.

Für farbige Lichter, die durch Vorsetzen farbiger Glasscheiben vor die Lichtquelle erzeugt werden, ist zu berücksichtigen, daß nach dem Durchgang durch die farbige Scheibe die Lichtstärke des farbigen Lichtes bei rotem Lichte nur noch $^1/_4$ und bei grünem $^1/_6$ der Stärke des ungefärbten Lichtes beträgt.

Der Vortragende bespricht im weiteren Verlauf die Einrichtung von Leuchtfeuern[1]) und wendet sich dann der Verwaltung der Seezeichen zu. Wie er ausführt, muß die Bezeichnung des Fahrwassers möglichst nach allgemein gültigen Grundsätzen durchgeführt und die Verwaltung möglichst zentralisiert sein. In England besteht eine Zentralbehörde für das Leuchtfeuerwesen, das Board of trade, in Frankreich wird das Leuchtfeuerwesen von einer Ministerialabteilung, Administration des phares et balises, verwaltet. In Deutschland ist keine eigentliche Zentralbehörde vorhanden. Die Durchführung der Bezeichnung der Fahrwasser ist jedem einzelnen Bundesstaat überlassen, allerdings nach gemeinsam vereinbarten Grundsätzen. Das Reichs-Marineamt führt bis zu einem gewissen Umfange die Oberaufsicht. Auf der Weser haben sich die drei Uferstaaten Preußen, Oldenburg und Bremen zu einer gemeinsamen Behörde, dem Tonnen- und Bakenamt in Bremen, zusammengeschlossen, dessen Geschäfte durch Bremer Beamte besorgt werden.

Zur Fahrwasserbezeichnung gehören in gewissem Sinne auch die Nebelsignale. Ihr Zweck ist in erster Linie, vor Untiefen und Schiffahrtshindernissen zu warnen. Als Hülfsmittel zur Bestimmung des Schiffsortes haben sie nur bedingten Wert, weil der Abstand der Schallquelle nicht zuverlässig festgestellt werden kann.

Außer den schon oben erwähnten Glocken- und Heultonnen werden auf den Feuerschiffen und Leuchttürmen Nebelsignale durch Schiffsglocken, durch Nebelhörner mit Hand-, Dampf- oder Druckluftbetrieb oder durch Sirenen mit Dampf- oder Druckluftbetrieb gegeben. Auch Knallsignale werden zuweilen abgegeben (Helgoland). Alle genannten Signale werden bezüglich ihrer Hörweite und bezüglich der Feststellung

[1]) Vergl. Z. 1897 S. 348, 1003; 1898 S. 324; 1900 S. 112[illegible]; 1901 S. 129 u. f.

ihres Ausgangspunktes durch den Beobachter sehr stark vom Zustand der Luft beeinflußt. In neuerer Zeit hat man daher Versuche angestellt, geeignete Signale unter Wasser abzugeben und die Schiffe mit Vorrichtungen auszurüsten, welche Signale an Bord aufzufangen gestatten[1]). Es scheint, daß man auf tiefgehenden Schiffen die Richtung und die Entfernung, aus der das Signal kommt, einigermaßen feststellen kann. Ebenso wie die Leuchtfeuer müssen auch die Nebelsignale eine bestimmte Kennung besitzen, die durch Anzahl und Dauer der Töne und durch verschiedene Abstände der einzelnen Tongruppen voneinander gebildet wird.

Am 7. Mai veranstaltete der Bezirksverein einen Ausflug zur Besichtigung der Fischereihafenanlagen in Geestemünde.

Eingegangen 2. August 1905.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 16. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Franzius. Schriftführer: Hr. Köhler.

Anwesend 45 Mitglieder und 16 Gäste.

Hr. Dr. Zerener (Gast) spricht über elektrisches Schweißen und Löten[2]).

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1729. [2]) s. Z. 1905 S. 968.

Bei der sich anschließenden Erörterung weist Hr. Röse im Gegensatz zu den Aeußerungen des Vortragenden darauf hin, daß die Akkumulatorenbatterie im Augenblick des Schweißens imstande sei, große Strommengen abzugeben. Die Akkumulatorenfabrik A.-G. habe besonders viele Schienenschweißungen hergestellt, die zur Zufriedenheit ausgefallen seien und sich sehr gut gehalten hätten.

Hr. Dr. Zerener macht darauf aufmerksam, daß die Akkumulatorenfabrik A.-G. hauptsächlich Schienenschweißungen ausgeführt und sich nur mit der Lichtbogenschweißung befaßt habe. Nach seiner Ansicht hat jedoch gerade die Schienenschweißung keine Zukunft. Daß bei dem Lichtbogenverfahren Akkumulatoren verwendet werden, hält er nach wie vor für unvorteilhaft, da der Akkumulator sich wohl bei gleichmäßiger Beanspruchung bewährt hat, nicht aber bei plötzlicher Entnahme größerer Energiemengen.

Auf eine Anfrage, ob bereits Rund- und Langnähte an Dampfkesseln mittels des Widerstandsverfahrens hergestellt seien, erwidert der Vortragende, daß Bleche bis zu 8 mm Dicke geschweißt worden seien. In Amerika würden neuerdings auch Längsschweißungen schwererer Kesselbleche mit Erfolg ausgeführt. Da aber die Amerikaner für die Einrichtung einer derartigen Anlage 80 000 ℳ verlangten, so habe sich noch kein deutsches Werk zur Einführung der Längsschweißung verstehen können; bei Paris sei jedoch eine derartige Anlage bereits im Betrieb.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Nouvelles expériences sur les lampes de sureté faites à la station d'essais de Frameries (Belgique). Von Schmerber. Schluß. (Génie civ. 28. Okt. 05 S. 420/23*) S. Zeitschriftenschau v. 11. Nov. 05.

Dampfkraftanlagen.

Notes on power station design. Von Bushnell. (Eng-Rec. 21. Okt. 05 S. 460/64*) Bau und Betrieb von großen Kesselanlagen. Wirtschaftlichkeit von selbsttätigen Feuerungen.

Mechanical stokers at Coventry electricity works. (Engineer 3. Nov. 05 S. 446/47*) Die Kohlen werden dem Kraftwerk auf dem Wasserwege zugeführt, aus den Kähnen durch ein Becherwerk in die Kohlenbehälter und von hier durch eine zweites Becherwerk in die selbsttätigen Beschickvorrichtungen vor den Dampfkesseln befördert.

La surchauffe appliquée à la machine à vapeur d'eau. Von Sinigaglia. Forts. (Rev. Méc. Sept. 05 S. 239/51*) Ueberhitzer und Maschinen. Forts. folgt.

Efficiency in compression in steam engines. Von Smith. (Engineer 3. Nov. 05 S. 434/35*) Theoretische Erörterungen über den zweckmäßigsten Grad von Kompression bei Berücksichtigung der Höchstleistung der Maschine.

Some unusual accidents to steam engines. (Eng. Rec. 21. Okt. 05 S. 455/57*) Weitere Bearbeitung des in Zeitschriftenschau v. 11. Nov. 05 erwähnten Berichtes. Die mitgeteilten Unfälle betreffen Zylinderbrüche infolge zu hoher Kompression und durch Wasserschlag sowie einen Speisepumpenbruch.

Surface condensing plants and the value of the vacuum produced. Von Allen. (Proc. Inst. Civ. Eng. 04/05 Bd. 3 S. 169/248*) Allgemeines über den Entwurf einer Oberflächenkondensationsanlage. Bericht über verschiedene Versuche an Maschinenanlagen mit Kondensation und Vergleich mit solchen ohne Kondensation. Neuere Ausführungen von Kondensationsanlagen in England. Meinungsaustausch.

Eisenbahnwesen.

Verkehrswege und japanische Eisenbahnbauten in Korea, Bahnstrecken in der Mandschurei und die geplante Verbindung Tokio-Peking. Von Thieß. (Glaser 1. Nov. 05 S. 165/66*) Nach dem vorliegenden Bericht über die Entwicklung der nordchinesischen und koreanischen Eisenbahnen soll die Reise von Peking nach Tokio in 4 Tagen zurückgelegt werden können.

Compound locomotives on the Great Western Railway. Von Robins. (Engng. 3. Nov. 05 S. 580/86*) Zwei Ausführungen von $^2/_5$-gekuppelten Zwillings-Verbundlokomotiven, gebaut von der Société Alsacienne de Constructions mécaniques in Belfort, mit 330 und 560 mm Zyl.-Dmr., 640 mm Kolbenhub, 228 qm Heizfläche, 2,74 qm Rostfläche und 64,5 t Betriebsgewicht bezw. 360 und 600 mm Zyl.-Dmr., 640 mm Kolbenhub, 266 qm Heizfläche, 3,1 qm Rostfläche und 73,4 t Betriebsgewicht. Bericht über die Fahrten der Lokomotiven und Vergleich mit gleichartigen englischen Lokomotiven.

Die Lütticher Weltausstellung. Das Eisenbahnwesen. Von Schwarze. (Glaser 1. Nov. 05 S. 161/64*) Durchgangwagen 1. Klasse der Belgischen Staatsbahn. Forts. folgt.

Marshall's valve gear. (Engineer 3. Nov. 05 S. 436/37*) Anwendung der Steuerung bei einer $^2/_4$-gekuppelten Schnellzuglokomotive der Great Southern and Western Railway. Ergebnisse der Versuchsfahrten.

Die New York Central and Hudson River Railroad-Lokomotive. Von Eichel. Schluß. (El. Bahnen u. Betr. 4. Nov. 05 S. 591/96*) S. Zeitschriftenschau v. 11. Nov. 05.

Der Unfall auf der New Yorker Hochbahn. Von Freund. (Elektrot. Z. 2. Nov. 05 S. 1010/11*) Schilderung des Absturzes eines Hochbahnwagens infolge falscher Weichenstellung, wobei 18 Personen getötet und viele schwer verletzt wurden.

Die elektromagnetische Westinghousebremse. Von Braun. (El. Bahnen u. Betr. 4. Nov. 05 S. 589/91*) Konstruktion und Wirkungsweise der Schienenbremse.

Ueber das Schienenwandern. Von Scheibe. (Zentralbl. Bauv. 4. Nov. 05 S. 554/55*) Kritische Besprechung der zur Verhinderung des Schienenwanderns bisher verwendeten Mittel.

Eisenhüttenwesen.

Das metallurgische Laboratorium der Universität Sheffield. Von Wedding. (Stahl u. Eisen 1. Nov. 05 S. 1225/30*) Das beschriebene Laboratorium umfaßt 6 Abteilungen: für chemische Untersuchungen, für mechanische Materialprüfung, für Untersuchungen des Kleingefüges, für Arbeiten bei hohen Wärmegraden, für Geologie und Mineralogie und für praktische metallurgische Arbeiten.

Stahlerzeugung mit Verwendung von fertiger Schlacke. Von Goldstein. (Stahl u. Eisen 1. Nov. 05 S. 1230/31) Anwendung eines Zweiofenverfahrens in Verbindung mit dem Knothschen Schlackenverfahren im Stahlwerk zu Monterey in Mexiko.

Wärmebehandlung von Stahl in großen Massen. Von Bauer. (Stahl u. Eisen 1. Nov. 05 S. 1245/49) Das Härten von großen und kleinen Stahlkörpern im allgemeinen. Das Behandeln der Stahlblöcke auf den River Don-Werken in Sheffield.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The determination of the stresses in lattice-girder bridges, when subjected to concentrated travelling loads, and the effect of replacing these loads by equivalent loads. Von Lea. (Proc. Inst. Civ. Eng. 04/05 Bd. 3 S. 261/89* mit 1 Taf.)

Steel railroad bridges. (Eng. Rec. 21. Okt. 05 S. 457/58) Bericht über das Ergebnis einer Rundfrage betreffend Aufstellung, Nieten, Anstreichen und Reinigen von Eisenkonstruktionen für Eisenbahnbrücken. Abmessungen und Bauarten der Träger.

A through-truss short-span double-track bridge. (Eng. Rec. 21. Okt. 05 S. 464/66*) Konstruktionseinzelheiten einer zwei-

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

gleisigen Brücke der New York, New Haven and Hartford-Eisenbahn über den Housatonic River mit drei Oeffnungen von je 47 m Weite.

Die neue Landungsbrücke in Swakopmund. Von Lengeling. (Zentralbl. Bauv. 1. Nov. 05 S. 545/47*) Die auf hölzernen Pfählen ruhende Pfahljochbrücke ist 275 m lang, wovon rd. 75 m auf dem Lande liegen. Die Fahrbahn trägt zwei 60 cm-Gleise für eine Feldbahn und ein Vollspurgleis für drei Dampfdrehkrane. Einzelheiten über die Bauausführung.

The new Croton dam bridge. (Eng. Rec. 31. Okt. 05 S. 467/68*) Die Brücke führt eine Straße über das Croton-Tal etwa 30 m oberhalb der bekannten Talsperre. Sie besteht aus einem eisernen Bogen von 61 m Spannweite und 13 m Pfeilhöhe mit oben liegender Fahrbahn.

The concrete railway viaduct at Cannington. (Eng. Rec. 21. Okt. 05 S. 470/72*) Die dargestellte Brücke der Axminster and Lyme Regis Light Ry. ist rd. 183 m lang und enthält 10 halbelliptische Bogen von 15 m Weite.

The widening of London Bridge. Von Cole. (Proc. Inst. Civ. Eng. 04/05 Teil 3 S. 290/310* mit 2 Taf.) Uebersicht über die Verkehrsverhältnisse und eingehende Beschreibung der Erweiterungsarbeiten.

Vorrichtungen zur Erbauung des Gasbehälters von 150000 cbm Inhalt für das Gaswerk Mariendorf der J. C. G. A. (Journ. Gasb.-Wasserv. 4. Nov. 05 S. 973/77*) Beförderung der Baustoffe. Anlage der Druckluftleitung zum Nieten. Aufstellung des Führungsgerüstes und der Glocken des von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. gebauten Behälters.

Construction details of a modern gas-holder. (Eng. News 26. Okt. 05 S. 421/24*) Der für ein Gaswerk in New York bestimmte Behälter faßt 33000 cbm. Darstellung der Eisenkonstruktion und Bericht über die Aufstellung.

A novel steel tower and concrete platform for a wood stave water tank. Von Worthington. (Eng. News 26. Okt. 05 S. 431/32*) Der 24 m hohe Turm trägt einen hölzernen Wasserbehälter von rd. 350 cbm Inhalt.

Elektrotechnik.

Electrical supply in Hartford. (El. World 21. Okt. 05 S. 689/91*) Belastung und Betrieb des Werkes. Ausbreitung des Netzes.

Vergleichende Untersuchungen über lineare und drehende magnetische Hysteresis. Von Weckeni. (Z. f. Elektrot. Wien 5. Nov. 05 S. 649/58*) Erläuterungen über die Magnetisierung im allgemeinen und frühere Untersuchungen. Bericht über Versuche. Grundlagen und Ausführung der Messungen. Ergebnisse und Folgerungen.

Anwendung der Kondensatoren bei dauerndem Betrieb von Drehstrommotoren. Von Dalemont. (Elektrot. Z. 2. Nov. 05 S. 1007/10*) Theoretische Untersuchung und praktische Versuche, das Drehmoment von Induktionsmotoren durch eine veränderliche Kapazität und einen veränderlichen Induktionswiderstand zu beeinflussen.

The cascade converter. (El. World 21. Okt. 05 S. 698/99*) Rotierender Umformer mit einer Reguliermaschine, die einem Induktionsmotor ähnlich ist und deren Rotor auf der Ankerwelle des Umformers sitzt. Die Maschine war von den Ateliers de Construction électrique de Charleroi in Lüttich ausgestellt.

Erd- und Wasserbau.

Reconstruction of viaduct foundations with concrete piles; Norfolk and Western Ry. (Eng. News 26. Okt. 05 S. 441/42*) Die Sockel der Pfeiler für den rd. 670 m langen Viadukt bestehen aus je 8 gerammten Holzpfählen, über denen Betonplattformen errichtet sind.

Coaling tower foundations of the Union Electric Light and Power Co., St. Louis. (Eng. Rec. 21. Okt. 05 S. 450/51*) Darstellung des Senkkastens und der Arbeiten beim Gründen eines Uferpfeilers.

The reconstruction of Moncrieffe tunnel. Von McLellan. (Proc. Inst. Civ. Eng. 04/05 Bd. 3 S. 126/68* mit 2 Taf.) Die Ausmauerung des zweigleisigen, rd. 1450 m langen Tunnels wurde teilweise erneuert und das Profil verändert. Meinungsaustausch.

Alfreton second tunnel. Von French. (Proc. Inst. Civ. Eng. Bd. 3 S. 116/25*) Bau eines zweigleisigen, rd. 1200 m langen Tunnels 16 km südlich von Chesterfield in England.

Gießerei.

Die Zahnrad-Maschinenformerei. Forts. (Gießerei-Z. 1. Nov. 05 S. 712/14*) Säulenformmaschinen. Tischformmaschinen.

Das Schweißen fehlerhafter Gußstücke. Von Meyer. (Gießerei-Z. 1. Nov. 05 S. 709/12) Praktische Anleitung zum Ausbessern fehlerhafter Gußstücke mit flüssigem Gußeisen.

Heizung und Lüftung.

Warmwasserheizung, Einrohrsystem mit sekundärer Zirkulation. Von Krell. Schluß. (Gesundhtsing. 30. Okt. 05 S. 489/97*) Bestimmung der Temperaturen und Umlaufberechnung bei der stehenden Einrohrheizung. Zu- und Ableitungsrohre. Vergleich zwischen Einrohr- und Zweirohrheizung. Ausgeführte Anlagen.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Elektrisch betriebene Knüppel-Transportvorrichtung. Von Schwarze. (Dingler 4. Nov. 05 S. 693/99*) Die Knüppel werden vom Rollgang nach rechts und links selbsttätig mittels eines Förderbandes verladen. Die Leistung der Anlage beträgt stündlich 90 Knüppel.

Maschinenteile.

Iron and copper stay bolts. Von Livingstone. Schluß. (Engineer 3. Nov. 05 S. 450/51) Hohle Stehbolzen.

Materialkunde.

Some experiments for determining the elastic and ultimate strength of brickwork piers and pillars of Portland-cement concrete. Von Popplewell. (Proc. Inst. Civ. Eng. 04/05 Teil 3 S. 311/31*) Eingehender Bericht über die Einrichtungen und Ergebnisse der im Laboratorium der Municipal School of Technology in Manchester angestellten Versuche.

Korrosionsfurchen auf Kesselblechen. Von Frémont und Osmond. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 1. Nov. 05 S. 417/20*) S. Zeitschriftenschau v. 11. Nov. 05. Schluß folgt.

Mechanik.

Wärmemechanik. Von Cario. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 1. Nov. 05 S. 415/17*) Adiabatische Zustandsänderungen. Forts. folgt.

Ueber die elastische Formänderung der Wandungen eiserner Gasbehälterbassins. Von Kux. Forts. (Journ. Gasb.-Wasserv. 4. Nov. 05 S. 978/83*) Dehnung des Bodens in radialer Richtung. Biegungsfläche der Seitenwandung. Schluß folgt.

Ueber die Bestimmung der variablen Stabkräfte von Fachwerken mit bewegten Lasten. Von Böttcher. Schluß. (Dingler 4. Nov. 05 S. 696/700*) Zahlenbeispiele.

Metallbearbeitung.

Lathe design and practice. Von Fish. Forts. (Am. Mach. 4. Nov. 05 S. 527/29*) Verschiedene Formen von Werkzeughaltern und Werkzeugschlitten. Spitzen zum Aufnehmen des Arbeitsstückes.

Röhrenstauchmaschine. Von Wadal. (Stahl u. Eisen 1. Nov. 05 S. 1250/52*) Die Maschine besteht aus zwei Pressen, von denen die eine wagerecht mit seitlichen Führungen für das Querhaupt des Kolbens angeordnet ist und die andre senkrecht durch Säulen gehalten wird.

Neue elektrisch betriebene Blockscheren. Von Schwarze. Schluß. (Stahl u. Eisen 1. Nov. 05 S. 1240/45*) Stehende Schere mit elektrischem Antrieb und liegende Schere mit Druckwasserantrieb für Blöcke von 300 × 300 qmm Querschnitt. Stehende Kaltschere für Blöcke bis 160 × 160 qmm mit gemischtem elektrischen und Druckwasserantrieb.

A machine-shop crank-press. (Am. Mach. 4. Nov. 05 S. 515*) Konstruktionszeichnungen einer Exzenterpresse mit einstellbarem Preßstempel, gebaut von W. A. Box in Denver, Col.

Machine tool design. Von Nicolson. XII. (Engineer 3. Nov. 05 S. 432/33*) Verschiedene Antriebarten für Spindelköpfe von Drehbänken.

Recently designed English power hack-saws. Von Vose. (Am. Mach. 4. Nov. 05 S. 530/31*) Die beiden dargestellten Metallsägen von John Holroyd & Co. in Manchester haben 125 und 250 mm Hub.

Motorwagen und Fahrräder.

Speed-time curves for automobile motors. Von Rae. (El. World 21. Okt. 05 S. 693/95*) Rechnerische Untersuchung über die Beanspruchung der Motoren und Akkumulatoren von elektrisch betriebenen Motorwagen.

Die Entwicklung der Automobil-Industrie. Von Neuberg. (Sitzgsber. Ver. Beförd. Gewerbfl. 2. Okt. 05 S. 179/98) Wirtschaftliche Uebersicht: Handel mit Motorfahrzeugen; Dampfwagen; elektrische Wagen; Geschwindigkeiten; Motordroschken; Wirtschaftlichkeit von Vergnügungswagen; Unfälle beim Motorwagenbetrieb.

Pumpen und Gebläse.

Westinghouse-Luftpumpe mit zweistufiger Kompression. (Glaser 1. Nov. 05 S. 167/68*) Der Luftkolben ist als Differentialkolben ausgebildet, dessen abgesetzter Teil mit einem besondern Dichtungsring versehen ist, so daß zwei Niederdruck- und zwei Hochdruckräume gebildet werden.

Schiffs- und Seewesen.

Floating docks. Von Clark. (Proc. Inst. Civ. Eng. 04/05 Bd. 3 S. 1/113* mit 2 Taf.) Verschiedene Bauarten von Schwimmdocks. Festigkeitsberechnungen. Konstruktionseinzelheiten. Stabilitätsbedingungen. Vorteile gegenüber Trockendocks. Meinungsaustausch.

The sea-going motor-launch »Iris«. (Engng. 3. Nov. 05 S. 588/90*) Das mit einem vierzylindrigen Benzinmotor von 24 PS Leistung bei 800 Uml./min ausgerüstete Motorboot ist 9,15 m lang über alles, 1,82 m breit und hat 2 t Wasserverdrängung bei 0,61 m Tiefgang.

Seil- und Kettenbahnen.

Kotagudi aerial ropeway and connecting roads in North Travancore. Von Thorp. (Proc. Inst. Civ. Eng. 04/05 Bd. 3 S. 332/43* mit 1 Taf.) Die zur Beförderung von Gütern eingerichtete Seilbahn ist 4 km lang und überwindet auf dieser Strecke eine Steigung von rd. 1200 m. Mit der Seilbahn stehen eine Einschienenbahn und ein Fahrweg in Verbindung.

Textilindustrie.

Glätt- und Prägekalander. Von Westermann. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Nov. 05 S. 1349/50*) Bei dem Kalander kann nach Belieben mit der Glätt- oder mit der Prägewalze gearbeitet werden, ohne daß die Walzen herausgenommen zu werden brauchen. Auch können zwei Stoffbahnen gleichzeitig kalandert werden.

Verbesserte Kreuzspulmaschine. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Nov. 05 S. 1352/53*) Die von der International Winding Co. in Manchester gebaute Maschine zeichnet sich durch eine eigenartige Differential-Spannvorrichtung und durch eine gut arbeitende Kreuzwindevorrichtung aus.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Konstruktion und Berechnung eines Benzinbootsmotors von 200 PS bei 500 Umdrehungen. Von Ziegra. Forts. (Motorw. 31. Okt. 05 S. 721/22 mit 3 Taf.) Zylinder und Kurbelkasten. Forts. folgt.

Wasserkraftanlagen.

Formules nouvelles générales pour le calcul des turbines hydrauliques. Von Albitsky. (Rev. Méc. Sept. 05 S. 214/38*) Wiedergabe der Formeln von Bach und Erörterungen über ihre allgemeine Gültigkeit. Ableitung neuer Formeln und Bestimmung des Einflusses verschiedener Größen auf die Eintrittsgeschwindigkeit. Forts. folgt.

Wasserversorgung.

The Baden reservoir of the St. Louis water works. (Eng. Rec. 21. Okt. 05 S. 454*) Der aus Eisenbeton gebaute Behälter faßt 95000 cbm. Er bedeckt 122 × 150 qm Fläche, die Wände sind 7,2 m hoch und 0,3 bis 0,75 m dick. Darstellung des Bauvorganges.

Zementindustrie.

The works of the Kosmos Portland Cement Co. (Eng. Rec. 21. Okt. 05 S. 459/60*) Die mit 4 Drehöfen von 24 m Länge ausgerüstete Anlage für 1000 Faß arbeitet nach dem trocknen Verfahren.

Rundschau.

Im Anschluß an die Darstellung eines **Kompressors mit Gutermuth-Ventilen** in Nr. 41 dieser Zeitschrift S. 1669 sollen nachstehend **Versuche** an einem derartigen Kompressor mitgeteilt werden, der von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln für die Société Vieille-Montagne, Baelen-Usines, in Baelen-Wezel bei Antwerpen geliefert worden ist. Es handelt sich um einen Verbundkompressor mit liegenden Zylindern, angetrieben von einem Drehstrommotor, dessen Anker unmittelbar auf der Welle zwischen den Zylindern sitzt.

Es beträgt
der Durchmesser des Niederdruckzylinders 505 mm
» » » Hochdruckzylinders 310 »
der Kolbenhub 520 mm
die minutliche Umlaufzahl 116 und
der Enddruck des Kompressors 5 at Ueberdruck.

Gewährleistet waren: eine Leistung des Kompressors von 1250 bis 1300 cbm/st Luft, bezogen auf die Ansaugespannung und die Ansaugetemperatur, ein Kraftbedarf von 0,092 KW für 1 cbm/st angesaugte Luft, ebenfalls bezogen auf die Ansaugespannung und Ansaugetemperatur, und endlich eine Temperatur der gepreßten Luft von nicht mehr als 100°, hinter dem Hochdruckzylinder gemessen.

Die Versuche wurden von Ingenieuren der Bestellerin, der Maschinenbauanstalt Humboldt und der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, welche den Betriebsmotor geliefert hatte, angestellt. Die Versuchseinrichtung ist in Fig. 1 skizziert. Die durch das Filter *f* angesaugte Luft wird vom Niederdruckkolben in den Kühler *k* und von dort in den Hochdruckzylinder gepreßt. Aus dem letzteren gelangt die Luft in drei Behälter I, II und III, deren Gesamtinhalt 64,139 cbm beträgt. Der Inhalt der Rohrleitungen beläuft sich insgesamt auf 0,199 cbm. Unmittelbar hinter dem Hochdruckzylinder ist ein Drosselventil *d* eingeschaltet, und an geeigneten Stellen sind Manometer (*m*) und Thermometer (*t*) angebracht.

Leistung des Kompressors. Nachdem der Kompressor in Betrieb gesetzt war, wurde hinter den Klappen des Hochdruckzylinders mit Hülfe des Drosselventiles beständig ein Druck von 5 at gehalten. In dem Augenblick, wo derselbe Druck in den Behältern erreicht wurde, schrieb man den Stand des Hubzählers auf, bestimmte die Dauer der Versuchzeit und las die Temperatur ab. Es ergaben sich die folgenden Werte:

Versuchsdauer 14,225 min,
Gesamtzahl der Umläufe 1642,
minutliche Umlaufzahl 115,4.

Temperatur	vor Beginn des Versuches °C	am Ende des Versuches °C
der angesaugten Luft vor dem Luftfilter *f*	20,5	21
der gepreßten Luft am Behälter I	28	33
» » » » II	28	33
» » » » III	38	42
» » an der Druckleitung, unmittelbar hinter den Druckklappen	52	81
» » an der Druckleitung, unmittelbar vor den Behältern	25	49

Fig. 1.
Versuchseinrichtung.

Fig. 2 bis 5.
Hochdruck: 8 mm = 1 kg/qcm.
vorn — hinten
Niederdruck: 15 mm = 1 kg/qcm.
vorn — hinten

Mit Hülfe der Werte für die Temperatur ergab sich das Gewicht der Luft, die vor Beginn des Versuches in den Behältern und in der Leitung vorhanden war, zu 74,535 kg, und diejenige nach Beendigung des Versuches zu 441,430 kg. Daraus folgt das Gewicht der geförderten Luft zu 366,895 kg, was auf Atmosphärendruck und Ansaugetemperatur (20,75°) umgerechnet, eine Menge von 333 cbm gibt. Mithin berechnet sich die Ansaugeleistung des Kompressors zu 1286,2 cbm/st.

Kraftbedarf. Während dieser Messung wurde das Drosselventil vollständig geöffnet und die Lufthähne an den

Behältern so eingestellt, daß der Ueberdruck in diesen beständig 5 at betrug. Nachdem man den Kompressor eine halbe Stunde lang hatte laufen lassen, um einen Beharrungszustand zu erreichen, wurden in Zeiträumen von je 10 min Ablesungen am Wattmesser gemacht und gleichzeitig der Kompressor indiziert. Der Mittelwert der Ablesungen ergab 112,5 KW, was an Hand der Eichungskurve in 111,6 KW geändert werden mußte. Demnach betrug der Verbrauch für 1 cbm/st angesaugte Luft 0,086 KW, so daß sich aus dem Versuch ein um 7,5 vH günstigerer Kraftverbrauch ergab, als gewährleistet war.

Wirkungsgrad. Das aus den Abmessungen des Niederdruckzylinders berechnete Luftvolumen beträgt 1430 cbm/st. Der gesamte Lieferungsgrad unter Berücksichtigung der Undichtigkeit der Kolben, Stopfbüchsen und Klappen, des Verlustes durch die Erwärmung der Luft beim Eintritt in den Kompressor und des Einflusses des schädlichen Raumes ist demnach $\frac{1286,2}{1430} = 0,9$. Da der den Diagrammen Fig. 2 bis 5 entnommene volumetrische Wirkungsgrad 0,9174 beträgt, so beläuft sich der Verlust infolge von Undichtigkeiten, der Erwärmung und des schädlichen Raumes auf 1,74 vH.

Fritz Krull.

Ein gutes Bild von der **Entwicklung der Berliner Elektrizitäts-Werke** gewinnt man aus den Oktobermitteilungen der Werke, denen die beiden Schaulinientafeln, Fig. 1 und 2, entnommen sind. Die Tafeln zeigen das Anwachsen der Anschlüsse und des Stromverbrauches in den letzten zehn Jahren. Die Schaulinien in Fig. 1 beziehen sich auf die Anschlüsse für Licht und Kraft ohne Bahnbetrieb. Als Anschlußwert ist der normale Betrag an elektrischer Energie in KW verstanden, für den die angeschlossenen Lampen und Motoren gebaut sind. Der Anschlußwert für Licht ist von 10752 KW im Jahre 1895 auf 42841 KW im Jahre 1905, der für Kraft in demselben Zeitraum von 2252 auf 52644 KW angewachsen, die auf 15403 Motoren und 2068 Heizkörper, Kocher und andre Apparate entfallen. Der Anschlußwert für Licht verteilt sich auf rd. 620000 Glühlampen und 26000 Bogenlampen. Die in den Tafeln angegebenen Werte sind inzwischen bereits überschritten worden. Tatsächlich ist der Anschlußwert für Licht und Kraft ohne Bahnbetrieb in der zweiten Oktoberwoche bereits auf über 100000 KW angewachsen. Die Zahl der Stromabnehmer hat sich in den letzten zehn Jahren von 2930 auf 14701 vermehrt. Fig. 2 erläutert das Anwachsen des Stromverbrauches in Millionen Kilowattstunden für Licht, Kraft und Bahnbetrieb. Der Stromverbrauch für Bahnbetrieb, der erst im Jahre 1895 aufgenommen worden ist, steht mit 47288 Mill. KW-st an der Spitze; dann folgen 37219 KW-st für Motoren gegen 1122 im Jahre 1895 und 27066 KW-st für Licht gegen 6344 vor zehn Jahren. Der Gesamtverbrauch hat sich von 7466 Mill. auf 111573 Mill. KW-st vermehrt.

Fig. 1.

Fig. 2.

Die nachstehende Zahlentafel gibt eine **Zusammenstellung der Eisenbahnen der Erde**, abschließend mit dem Jahre 1903. Das ganze Eisenbahnnetz der Welt hatte demnach Ende 1903[1]) eine Länge von 859355 km. Neu in Betrieb genommen wurden während des Jahres 1903 21139 km. Die meisten Eisenbahnen hat Amerika mit 432618 km, darunter die Vereinigten Staaten mit 334634 km. Dann folgt Europa mit 300429 km, in weitem Abstand hierauf Asien, Australien und an letzter Stelle Afrika. Die Reihenfolge der einzelnen Staaten in bezug auf die Ausdehnung des Eisenbahnnetzes hat sich gegen die Vorjahre nicht verändert. Die Vereinigten Staaten von Amerika stehen wiederum an erster Stelle (334634 km); dann folgt, allerdings in weitem Abstande, das Deutsche Reich (54426 km), dicht dahinter das europäische Rußland, Frankreich, Britisch-Ostindien, Oesterreich-Ungarn, Großbritannien und Kanada. Von den übrigen Staaten erreicht keiner 20000 km Gesamtlänge. Ein Vergleich der Bahn

[1]) Archiv für Eisenbahnwesen Juni 1905.

Länder	Länge der in Betrieb befindlichen Eisenbahnen Ende 1903	Zuwachs von 1899 bis 1903		Bahnlänge bezogen auf 100 qkm Flächengröße eines Landes
	km	km	vH	km
I. Europa.				
Deutschland:				
Preußen	32 854	2 637	8,7	9,4
Bayern	7 081	476	7,2	9,3
Sachsen	2 973	150	5,3	19,8
Württemberg	1 946	263	15,6	10,0
Baden	2 088	175	9,1	13,7
Elsaß-Lothringen	1 906	110	6,1	13,1
übrige deutsche Staaten	5 578	104	1,9	10,7
zusammen Deutschland	54 426	3 915	7,7	10,1
Oesterreich-Ungarn, einschließlich Bosnien und Herzegowina	38 818	2 543	7,0	5,7
Großbritannien und Irland	36 148	1 133	3,2	11,5
Frankreich	45 226	3 011	7,1	8,4
europäisches Rußland, einschließlich Finland (8104 km)	53 258	6 816	14,7	0,9
Italien	16 039	316	2,0	5,6
Belgien	6 819	625	10,1	23,1
Niederlande einschließlich Luxemburg	3 372	183	5,7	9,5
Schweiz	4 145	376	10,0	10,0
Spanien	13 851	564	4,2	2,7
Portugal	2 394	31	1,3	2,6
Dänemark	3 159	319	11,2	8.2
Norwegen	2 344	363	18,3	0,7
Schweden	12 388	1 665	15,5	2.7
Serbien	578	—	—	1 2
Rumänien	3 177	86	2,8	2.4
Griechenland	1 035	63	6,5	1,6
europäische Türkei, Bulgarien, Rumelien	3 142	83	2,7	1,1
Malta, Jersey, Man	110	—	—	10,0
zusammen Europa	300 429	22 092	7,9	2,9
II. Amerika.				
Vereinigte Staaten von Amerika	334 634	30 058	9,9	4,3
Britisch Nordamerika (Kanada)	30 696	2 941	10,6	0,3
Mexiko	16 668	2 983	21.8	0,8
Vereinigte Staaten von Brasilien	15 076	278	1,9	0,2
Chile	4 643	150	3,3	0,6
Argentinische Republik	17 377	1 263	7,8	0,6
übrige Länder	13 524	2 185	—	—
zusammen Amerika	432 618	39 758	10,1	—
III. Asien.				
Britisch-Ostindien	43 372	7 184	19,9	0,9
Kleinasien und Syrien	3 233	473	17,1	0.2
russisches mittelasiatisches Gebiet	2 669	—	—	0,5
Sibirien und Mandschurei	9 116	3 087	51,2	0.07
Niederländisch Indien (Java, Sumatra)	2 302	220	10.6	0,4
Japan	7 026	1 180	20,2	1,7
China	1 892	1 246	192,9	0,02
übrige Länder	4 926	3 334	—	—
zusammen Asien	74 546	16 724	28,9	—
IV. Afrika.				
Egypten	4 752	1 394	41,5	0.5
Algier und Tunis	4 894	643	15,1	0 5
Britisch Süd-Afrika	9 943	—	—	11,8
deutsche Kolonien	470	—	—	—
übrige Länder	4 980	—	—	—
zusammen Afrika	25 039	4 925	24,5	—
V. Australien und australische Inseln	26 723	3 108	13,2	—
zusammen auf der Erde	859 355	86 607	11,2	—
Steigerung gegen das Vorjahr vH	2,5	—	—	—

längen, bezogen auf 100 qkm Flächengröße, zeigt, daß das kleine Belgien mit 23,1 km Bahnlänge obenan steht.

Das von der früheren E.-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co. errichtete **Elektrizitätswerk Kubel** hat einen bedeutenden **Ausbau** erhalten. Das Kraftwasser wurde, wie wir seinerzeit berichtet haben [1]), für den ersten Ausbau des Werkes nur der Urnäsch entnommen und durch einen Stollen einem Stauweiher zugeführt, von dem es durch eine Rohrleitung aus Stahlblech dem Turbinenhause mit rd. 90 m Gefälle zugeführt wird. Jetzt ist, wie schon bei der ursprünglichen Anlage geplant, eine zweite Kraftwasserzuleitung ausgeführt worden, die das Wasser der Sitter ebenfalls in den Stauweiher oberhalb des Turbinenhauses befördert. Die neue Zuleitung aus der Sitter erforderte die Anlage dreier Stollen von 1044, 277 und 2513 m Länge, von denen der letzte und größte am 31. Oktober d. J. nach 22 Monaten Bauzeit durchgeschlagen worden ist, während die beiden andern bereits im Dezember 1904 und Mai dieses Jahres vollendet worden waren. Die unterirdischen Kanalanlagen des Kubelwerkes, die auf ihrer ganzen Länge ausbetoniert und begehbar sind, sind nunmehr insgesamt 8460 m lang. Das Hochspannungsnetz ist ebenfalls stark erweitert worden und wird mit den bald in Angriff zu nehmenden weiteren neuen Linien im nächsten Jahr eine Ausdehnung von 160 km Länge erreichen.

Die umfangreichen und kostspieligen Versuche, die die britische Admiralität über die Verwendung flüssiger Brennstoffe für die Beheizung von Schiffskesseln angestellt hat, haben dazu geführt, daß Aenderungen für Oelfeuerung an den Kesseln des Kriegschiffes »King Edward VII« vorgenommen sind, und daß andre Schiffe, darunter das Schlachtschiff »New Zealand« und der Kreuzer »Carnarvon«, in ähnlicher Weise ausgestattet sind. Es liegt die Absicht vor, nunmehr auch erheblich kleinere Schiffe für Oelfeuerung einzurichten. Die betreffenden Kriegschiffe haben bislang ihren Brennstoff von Oeldampfern übernommen. Da nunmehr aber der Gebrauch der Oelfeuerung allgemeiner wird, so hat es sich als nötig erwiesen, Vorräte davon in den englischen Haupt-heimathäfen aufzuspeichern, und es ist zunächst beschlossen worden, neue **grofse Oelbehälter** in den ausgedehnten Hafenanlagen von **Plymouth** zu errichten. (Colliery Guardian)

Die letzte Oktoberreise des Schnelldampfers »Deutschland« der Hamburg-Amerika-Linie gab den an Bord befindlichen Passagieren eine hervorragende Gelegenheit, zu beobachten, bis zu welchem Grade die **drahtlose Telegraphie** bereits Heimatrechte auf dem Weltmeer erworben hat. Der Markoni-Apparat der »Deutschland« stand auf der Ueberfahrt nacheinander mit nicht weniger als 17 Stationen teils am Lande, teils an Bord von Dampfern, denen der Hamburger Ozeanrenner begegnete oder die er überholte, in Verbindung, so daß ein fortwährender reger Nachrichtenaustausch ermöglicht war. Wiederholt konnten an einem Tage mitten auf dem Weltmeer mit vier verschiedenen Stationen Gespräche geführt werden.

Eine bemerkenswerte **schiffbautechnische Leistung** vollbrachten unlängst die **Howaldtswerke in Kiel**. Am 6. September wurde dort der Kiel für den 4000 t großen Dampfer »Patagonia« der Hamburg-Südamerika-Linie gelegt, und bereits am 31. Oktober lief das Schiff vom Stapel. Mitte Dezember soll die Ablieferung erfolgen, so daß die ganze Bauzeit nur rd. 3½ Monate beträgt.

Dem Beispiele vieler andrer Fabriken folgend, denen die in London und den Londoner Vororten gezahlten Löhne zu hoch sind, hat auch die bekannte **Schiffswerft von Yarrow & Co.** in Poplar bei London beschlossen, ihre dortige **Werft** aufzugeben und sich in Newcastle am Tyne niederzulassen.

Die nächstjährige **Hauptversammlung des Internationalen Strafsenbahn- und Kleinbahn-Vereines** soll in Mailand abgehalten werden. Der genaue Zeitpunkt wird später bekannt gemacht werden. Zur Erörterung gelangen folgende Fragen: Normalien für Gleichstrom-Bahnmotoren; Bewährung, Anschaffungs- und Unterhaltungskosten der für elektrische Straßenbahnen verwendeten mechanischen Bremsen; das Normalprofil der Straßenbahnwagen unter besonderer Berücksichtigung der Breitenmaße; die höchstzulässigen Geschwindigkeiten der Klein- oder Lokalbahnen für Linien mit besonderm Unterbau

[1]) Z. 1901 S. 1244.

und für Linien, welche Landstraßen benutzen; der Oberbau der Kleinbahn- und Lokalbahnlinien unter besonderer Berücksichtigung der Schienenlänge, der vergossenen und geschweißten Stöße (Verfahren nach Falk, Goldschmidt usw.), der versetzten Schienenstöße und der Mittel, um das Lösen der Laschenschrauben zu verhindern.

Zur Erinnerung an die hundertjährige Zugehörigkeit Nürnbergs zum Königreich Bayern wird von Mai bis Oktober 1906 in **Nürnberg eine Bayerische Jubiläums-Landesausstellung** stattfinden. An dieser unter dem Protektorat Seiner Königlichen Hoheit des Prinzregenten Luitpold von Bayern stehenden Ausstellung beteiligt sich in den nachstehend verzeichneten zweiundzwanzig Gruppen das ganze bayerische Land.

1) Bergbau, Salinen- und Hüttenwesen, Forst- und Landwirtschaft.
2) Nahrungs- und Genußmittel.
3) Textil- und Bekleidungsindustrie.
4) Papierindustrie.
5) Leder- und Gummiwaren und dergl.
6) Stein-, Ton-, Porzellan-, Zement-, Gips- und Glaswaren.
7) Metallindustrie.
8) Holz- und Möbelindustrie, Haus- und Zimmereinrichtungen.
9) Galanterie- und Kurzwaren.
10) Polygraphische Gewerbe.
11) Wissenschaftliche Instrumente.
12) Musikinstrumente.
13) Chemische Industrie.
14) Bau- und Ingenieurwesen (einschl. Beleuchtung, Heizung, Lüftung und Wasserversorgung).
15) Verkehrs- und Feuerlöschwesen.
16) Maschinenwesen.
17) Elektrizität (soweit diese Gegenstände nicht in andern Gruppen unterzubringen sind).
18) Schul- und Unterrichtswesen.
19) Gesundheitspflege und Wohlfahrteinrichtungen.
20) Kunstgewerbe.
21) Handwerk.
22) Gartenbau.

Dazu kommen noch in einem besondern Gebäude die Werke der Malerei, Plastik und Architektur. In umfassender Weise werden die staatlichen Behörden und die Stadt Nürnberg die Einrichtungen ihrer verschiedenen Verwaltungsgebiete zur Anschauung bringen. In einer kunstgeschichtlichen Ausstellung wird Alt-Nürnberg vertreten sein.

Das am Dutzendteich gelegene, zum Teil bewaldete und von Wald umschlossene Ausstellungsgebiet ist landschaftlich von großem Reiz und bei 500 000 qm Größe außergewöhnlich günstig zur freien Gruppierung und Gestaltung der künstlerisch hervorragenden Ausstellungsgebäude.

Patentbericht.

Kl. 13. Nr. 161357. Kondensator. Th. Ferguson, New York. Die Vorrichtung zum Niederschlagen des Abdampfes dient zugleich zum Reinigen und Wiedererhitzen des Dampfwassers. Sie besteht aus einem zweiteiligen Behälter mit einer oberen Kammer *a*, in welcher der niederzuschlagende Abdampf das nach dem Kessel zurückfließende Dampfwasser erhitzt, und aus einer unteren Kammer *b*, in welcher der Dampf niedergeschlagen wird, und in der das Dampfwasser durch eine Reihe hintereinander geschalteter Filter *c*, *c* strömt.

Kl. 13. Nr. 161797. Verschluß für die Rohre am Wasserrohrkessel. A. von Rekowski, Kiel-Gaarden. In einer Platte *a* ist vor der Mündung eines jeden Rohres *r* eine Düse *d* angeordnet, über welcher der hutförmige Verschlußstopfen *e* durch eine Feder derart gehalten wird, daß er bei Rohrbruch durch den aus der Düse tretenden Dampf- und Wasserstrahl in die Rohrmündung getrieben wird.

Kl. 17. Nr. 162700. Verdichtungskältemaschine. F. N. Mackay, Croydon, H. S. Fox und H. J. Worssam, London. Beim Niedergange des Verdichterkolbens *h* strömt vom Kühler (Gefrierer) her das ganz ausgedehnte Kältegas durch die Leitung *s*, die hohle Kolbenstange *t* und das Kolbenventil *u* in den Zylinder *a* über *h*, beim Aufgange von *h* wird es stark verdichtet (bis 60 at) und durch das Druckventil *v* in den Kondensator getrieben. Gleichzeitig strömt beim Aufgange von *h* das im Kondensator gekühlte Gas von *d* her durch die Ventilkammer *c*, das gesteuerte Ventil *e* und den Kanal *b* nach *a* unter *h*, dehnt sich arbeitleistend je nach der Füllung mehr oder weniger aus (z. B. bis 20 at) und gelangt beim Niedergange von *h*, sich völlig ausdehnend, durch *i*, *g*, *j* in den Kühler, wobei die beim Einströmen des Kondensatorgases an die Wände des Kanales *b* abgegebene Wärme die Bildung eines verstopfenden (Oel-)Niederschlages beim Ausströmen des stark abgekühlten Gases verhindert. Die Ventile *e*, *i* werden durch Daumenscheiben *p*, *r* gesteuert, deren Wellen durch gleich große Zahnräder verbunden sind; die Welle des abgeschrägten langen Daumens *p* ist zur Aenderung der Füllung verschiebbar.

Kl. 18. Nr. 157948. Enthärten von zementierten Platten (Panzerplatten). Schneider & Co., Creusot. Die für die weitere Bearbeitung wieder weich zu machenden Stellen der Platte *p* werden durch ein leichtflüssiges Metall *m*, das in einem Behälter *a* von entsprechender Form und Größe durch den elektrischen Lichtbogen zum Schmelzen gebracht und beliebig hoch erhitzt wird, so stark erwärmt, daß eine örtliche Enthärtung stattfindet.

Kl. 24. Nr. 162030. Rost. Th. Wulff, Bromberg. Ein Teil *a* der Rostfläche ist heb- und senkbar und derart ausgebildet, daß nach dem Anheben dieses Teiles Verbrennungsluft über die feste Rostfläche austritt, wobei sie zugleich den angehobenen, ins Feuer ragenden Teil kühlt, sich selbst aber vorwärmt.

Kl. 47. Nr. 162015. Lamellenreibkupplung. O. Stichel, Regis (Bez. Leipzig). Um die Herstellung und Auswechslung bearbeiteter Teile zu erleichtern, dienen die am Kupplungsteile *a* (Riemenscheibe) befestigten Führungsbüchsen *g* der Zugbolzen *h* gleichzeitig als Führer und Mitnehmer der äußeren Lamellen *e*, *f* und als Träger der Kniehebelgetriebe *mkil*. Wenn man die Muffe *m* zum Festklemmen der am Kupplungsteile *b* geführten Innenlamellen *c*, *d* nach links schiebt, stützt sich *g* mit der Nase *s* gegen die Innenfläche von *a*, um den Kniehebeldruck aufzunehmen.

Kl. 47. Nr. 162303. Selbsttätige Schleuderkupplung. C. Wüst & Co., Seebach bei Zürich. Die auf Stiften t, t_1 des Kupplungsteiles *s* geführten Bremsbacken b, b_1 werden im Ruhezustande durch Zugfedern f, f_1 an die abgeflachten Naben n, n_1 der auf Zapfen s, s_1 gelagerten Schwungkörper k, k_1 gedrückt und halten sie in der Mittellage; wenn sich aber während des Anlaufes die Treibwelle *w* mit Beschleunigung dreht, bleiben die durch einen auf *y* gelagerten Schleifenhebel *h* zwangläufig verbundenen Schwungkörper etwas zurück, schlagen in entgegengesetzter Richtung aus und drücken bei Erreichung der richtigen Geschwindigkeit die Bremsbacken b, b_1 an die Reibfläche *r* des Kupplungsteiles s_1.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandes und der von ihm eingeladenen Mitglieder zur Erörterung der Frage, welche Schritte zur Hebung des geistigen Lebens in den Bezirksvereinen geschehen können,

am Dienstag den 10. Oktober 1905 im Vereinshause zu Berlin.

Anwesend sind:

vom Vorstande die Herren:

Professor Dr. C. v. Linde-München, Vorsitzender,
Maschinenfabrikant Eulenberg-Mülheim a/Rhein,
Regierungsbaumeister a. D. Taaks-Hannover,
Kommerzienrat Weismüller-Frankfurt a/M.;
(Hr. v. Borries ist durch Krankheit verhindert)

ferner vom Vorstand eingeladen die Herren:

Baudirektor Professor Dr. C. v. Bach-Stuttgart,
Oberingenieur Hase-Hagen (Vorsitzender des Bezirksvereines an der Lenne),
Baurat A. Herzberg-Berlin,
Direktor Liebig-Gelsenkirchen,
Ingenieur Post-Mannheim (Vorsitzender des Mannheimer Bezirksvereines),
Bergrat Schöne, Cöthen (Anh.),
Geh. Marinebaurat Veith-Kiel (Vorsitzender des Schleswig-Holsteinischen Bezirksvereines),
Oberingenieur Venator-Breslau als Vertreter des Breslauer Bezirksvereines.

Es nehmen ferner an der Beratung teil:

Hr. Th. Peters und Hr. D. Meyer.

Gegenstand der Beratung ist der Beschluß des Vorstandsrates:

»Der Vorstand möge sich durch einen »Ausschuß ergänzen, welcher die Frage der »Unterstützung der Bezirksvereine durch »den Gesamtverein namentlich nach der »Richtung hin prüfen soll, inwieweit die »geistige Tätigkeit der Bezirksvereine durch »den Gesamtverein gehoben werden kann.«

Der Vorsitzende begrüßt die Anwesenden und dankt ihnen für ihr Erscheinen.

Hr. Venator legt dar, daß es dem Breslauer B.-V. und gewiß auch vielen andern Bezirksvereinen an den nötigen Geldmitteln fehle, um die Aufgaben des § 2 des Statuts zu erfüllen. Der Breslauer B.-V. sei gezwungen, in ungeeigneten Mieträumen zu tagen; ein Lesezimmer und eine Bibliothek könne er sich nicht beschaffen. Ferner sei es dringend erwünscht, daß die Bezirksvereine für die Schriftführung einen besoldeten Beamten hätten, wenn auch nur im Nebenamt, daß sie Lesezirkel einrichteten usw. Alle diese Bedürfnisse würden für den Breslauer B.-V. einen Aufwand von etwa 1500 ℳ erfordern, und diese Geldmittel seien nicht vorhanden.

Hr. Post schildert ähnliche Bedürfnisse des Mannheimer B.-V. Dazu kommen die Kosten für Beschaffung von Vorträgen. Vorträge von Mitgliedern zu erhalten, sei schwierig, weil die Angestellten der Werke aus ihren Betrieben meist nichts sagen dürfen; es müsse also zu auswärtigen Rednern gegriffen werden, und das koste viel Geld. Zu beklagen sei, daß die Fabrikanten und die Direktoren der großen Werke sich von den Bezirksvereinen fern halten; das hänge mit der gesellschaftlichen Stellung zusammen, und wenn diese gesellschaftliche Stellung gehoben werden solle, so sei auch dazu Geld erforderlich.

Hr. Veith hat im Schleswig-Holsteinischen B.-V. die Erfahrung gemacht, daß sich mit Aufwendung größerer Geldmittel das geistige Leben bedeutend gehoben habe. Die Vorträge verursachen dem Schleswig-Holsteinischen B.-V. große Kosten, nicht so sehr für Honorare, denn der Bezirksverein vermeidet es, sich auswärtige Redner kommen zu lassen, sondern für Lichtbilder, Drucksachen usw. Alle diese Kosten nehmen die vorhandenen Mittel in dem Maße in Anspruch, daß für die gesellschaftlichen Zwecke kaum etwas übrig bleibe, und doch sei es erforderlich, die Festlichkeiten ansehnlich zu gestalten, um die Stellung der jüngeren Mitglieder zu heben.

Hr. Liebig ist mit Hrn. Veith der Ansicht, daß insbesondre die kleinen Bezirksvereine Mangel an Geldmitteln haben; die Frage der Beschaffung von Räumlichkeiten für die Versammlungen liege in den verschiedenen Bezirksvereinen sehr verschieden und sei besonders dann schwierig zu lösen, wenn der Bezirksverein auf Wanderversammlungen angewiesen ist. Nach seiner Ansicht fehlt es in neuerer Zeit immer mehr an Mitteilungen der Mitglieder aus ihren Betrieben, welche Interesse an den Versammlungen weckende Aussprachen herbeiführen. Ausgehend von der Erwägung, daß der Geldbedarf nicht im Verhältnis zur Mitgliederzahl stehe, sondern von den kleinen Bezirksvereinen stärker empfunden werde als von den großen, habe der B.-V. a. d. niedern Ruhr bei der Beratung dieses Gegenstandes den bekannten Antrag gestellt, der eine staffelweise Vermehrung des Zuschusses hauptsächlich für die kleineren Bezirksvereine, bedeute. Der Redner empfiehlt von neuem die Annahme dieses Antrages.

Hr. Hase schildert die Sachlage im B.-V. a. d. Lenne, dem besondre Schwierigkeiten durch seine räumliche Zersplitterung entstehen; trotzdem sei keine Klage über das Leben in diesem Bezirksverein zu führen. Die Beschaffung geeigneter Sitzungsräume bereite keine Schwierigkeiten, ebensowenig die Beschaffung von Vorträgen. An Stoff dazu sei kein Mangel. Die Vorträge der Mitglieder zu honorieren, empfiehlt der Redner nicht, nur die Kosten zu erstatten. Erwünscht wäre es dem Bezirksverein, wenn auch innerhalb der Monatsitzungen Gelegenheit wäre, sich an einem bestimmten Platz zu treffen, und das könne geschehen, wenn Geldmittel für Journale und Bibliothek vorhanden wären.

Hr. Herzberg glaubt nicht an die belebende Wirkung des Geldes auf diesem Gebiete, erkennt aber an, daß den kleinen Bezirksvereinen Beihülfe nötig sei. Statt großer Vorträge solle man lieber brennende technische Fragen zur Verhandlung stellen und durch einleitende Referate eine belebte Diskussion herbeiführen. In dieser Richtung könnte die Zentralstelle des Vereines anregend mitwirken, indem sie den Bezirksvereinen geeignete Themata für solche Verhandlungen bezeichnete. Auch der Direktor des Vereines könnte durch persönliche Einwirkung und durch lebhaften Verkehr mit den Bezirksvereinen in dieser Richtung wirksam sein; freilich müßte er dann in stärkerem Maße als bisher von den Arbeiten der Redaktion der Zeitschrift befreit werden. Der Redner ist ferner der Ansicht, daß über die Tätigkeit der Bezirksvereine in der Zeitschrift nicht ausgiebig genug berichtet werde; in der Voraussetzung, daß dafür in der Zeitschrift kein Platz zu schaffen sei, empfiehlt er die Herausgabe einer Beilage zur Zeitschrift, in der die Berichte über die Sitzungen der Bezirksvereine abgedruckt werden sollten.

Hr. Schöne: Der Sächsisch-Anhaltinische B.-V. hat ebenso wie derjenige an der Lenne ein sehr ausgedehntes Gebiet. Die dadurch entstandenen Schwierigkeiten hat er durch Bildung von Ortsgruppen überwunden, deren der Bezirksverein 4 besitzt und die jede für sich zunächst selbständig die Vorlagen des Hauptvereines beraten, wodurch erreicht wird, daß die Mitglieder in viel höherem Maße, als dies sonst möglich ist, mit den Arbeiten und Unternehmungen des Gesamtvereines in Fühlung bleiben. Außerdem beschäftigen sich die Ortsgruppen mit kleineren Fragen von gegenwärtigem Interesse. Er findet auch die Veröffentlichung der Sitzungsberichte jetzt zu dürftig und schließt sich den Wünschen des Hrn. Herzberg an. Die Berichte, welche die Bezirksvereine selbst herausgeben, werden zu wenig gelesen.

Auch Hr. Weismüller unterstützt die Anregung des Hrn. Herzberg. Nach seiner Ansicht leiden die Verhandlungen in den Bezirksvereinen darunter, daß für die Beratung der Vorlagen des Gesamtvereines den Bezirksvereinen in der Regel zu wenig Zeit gegeben wird. Er spricht den Wunsch aus, daß, da die Hauptversammlungen jetzt in der Regel im Juni stattfinden, die Vorlagen an die Bezirksvereine möglichst schon vor Neujahr herausgehen möchten. Schließlich empfiehlt der Redner den Bezirksvereinen, sich mehr als bisher mit öffentlichen technischen Angelegenheiten zu befassen, weil dadurch das Ansehen der Bezirksvereine bedeutend gehoben würde, wenn sie Einfluß auf solche Angelegenheiten gewönnen.

Hr. v. Bach stellt aus den bisherigen Aeußerungen fest, daß bisher noch kein Redner über Mangel an geistigem Leben in seinem Bezirksverein geklagt und auch keiner die Beschaffung von Vorträgen durch Wanderredner empfohlen habe. Die Ansprüche des Breslauer Bezirksvereines hält er für zu weitgehend; solchen Ansprüchen könne der Gesamtverein im allgemeinen nicht entsprechen. Der Redner empfiehlt gleichfalls, daß sich die Bezirksvereine mehr als bisher mit brennenden öffentlichen Fragen beschäftigen sollten; es gebe stets eine ganze Reihe von Gegenständen, deren Erörterung im Kreise der Bezirksvereine ersprießlich sein würde. Er nennt als Beispiel dieser Art gegenwärtig z. B. die Frage: ob es für die deutsche Industrie zweckmäßig sei, den Dampfkessel-Revisionsvereinen außer ihrer bisherigen Tätigkeit auch die Ueberwachung von elektrischen Anlagen, Aufzügen, Kraftfahrzeugen usw. zu übertragen, sie also in allgemeine Revisionsvereine überzuführen. Der Redner bringt den nachlassenden Eifer der jüngeren Mitglieder in Zusammenhang mit dem gesteigerten Wohlstand der Bevölkerung; er vermutet, daß ziemlich häufig die jungen Ingenieure es jetzt nicht mehr für nötig halten, wie früher, Anstrengungen für das gemeinschaftliche geistige Leben zu machen, eine Beobachtung, wie man sie auch bei den Studierenden machen könne.

Hr. Eulenberg ist erstaunt, daß es dem Breslauer B.-V. bei seiner großen Mitgliederzahl bis jetzt nicht gelungen ist, aus eigenen Mitteln das zu beschaffen, was Hr. Venator als erwünscht bezeichnet habe; der Kölner B.-V. sei bereits im Besitz alles dessen: Lesezimmer, Vortragsaal, alle Mittwoch geselliger Abend usw.

Der Vorsitzende schließt hierauf die allgemeine Verhandlung und schlägt vor, die besondre Verhandlung auf folgende drei Punkte zu erstrecken:

1) ob es sich empfiehlt, Maßregeln zu treffen, um den Bezirksvereinen größere Geldbeträge zuzuweisen als bisher?
   a) in welcher Höhe?
   b) ob nur auf Antrag oder jedenfalls?

2) ob in höherem Maße als bisher den Bezirksvereinen Verhandlungsgegenstände vom Gesamtverein zugeführt werden sollen?

3) ob der Versuch gemacht werden sollte, in einer periodischen Druckschrift als Beilage zur Zeitschrift die Sitzungsberichte der Bezirksvereine in größerem Umfang, als bisher in der Zeitschrift geschehen, zur Kenntnis der Mitglieder zu bringen?

In der Verhandlung zu

1) Empfiehlt es sich, Maßregeln zu treffen, um den Bezirksvereinen größere Geldbeträge zuzuweisen als bisher?

bringt Hr. Liebig den schon erwähnten Antrag des Bezirksvereines an der niederen Ruhr vor und empfiehlt dessen Annahme. Der Antrag lautet:

»Die Hauptversammlung wolle beschließen, daß für Bezirksvereine, deren Mitgliederzahl über 500 beträgt, der bisherige Zuschuß in der Höhe von 500 *M* bestehen bleibt. Dagegen erhalten:

Bezirksvereine mit einer Mitgliederzahl		
von 401 bis 500	600 *M*
» » » 301 » 400	700 »
» » » 201 » 300	800 »
» » » 101 » 200	900 »
unter 101	1000 »

Zuschuß pro Jahr.«

Hr. v. Bach erblickt in dem Antrage eine starke Anregung zur Gründung von neuen Bezirksvereinen, und zwar durch Zersplitterung der bestehenden; denn wenn für 50 Mitglieder ein Anspruch bestände, daß sie mit der Bildung eines neuen Bezirksvereines außer den bisherigen 5 *M* für jedes Mitglied 1000 *M* vom Gesamtverein erhielten, würden sie sich leichter als bisher entschließen, einen neuen Bezirksverein zu gründen. Es sei aber durchaus im Interesse des Gesamtvereines gelegen, große leistungsfähige Bezirksvereine zu haben. Der Redner erläutert dies des Näheren an dem Beispiel des Württembergischen Bezirksvereines. Bilden 50 Mitglieder einen Bezirksverein und erhalten sie nach dem Vorschlag, wie er gemacht ist, 1250 *M*, so wären das 25 *M* auf den Kopf, während der ganze Vereinsbeitrag nur 20 *M* beträgt. Auch das sei zu bedenken, daß mit der Vermehrung der Bezirksvereine die Zahl der Mitglieder des Vorstandsrates, die jetzt schon bis zu unbequemer Höhe gestiegen sei, noch weiter vermehrt würde. Nicht die Zahl der Bezirksvereine stelle deren Bedeutung dar, sondern ihre geistige Leistung.

Hr. Herzberg warnt davor, diese Sache schematisch zu behandeln. Die Bedenken des Hrn. v. Bach wegen der Bildung neuer Bezirksvereine mit wenigen Mitgliedern teilt er in vollem Maße. Er befürwortet, die Bewilligung von Geldmitteln über das bisherige Maß hinaus von Fall zu Fall in die Hände des Vorstandes zu legen.

Hr. Veith erkennt die von Hrn. v. Bach befürchtete Gefahr nicht an und würde gegen eine Vermehrung der Bezirksvereine kein Bedenken haben. Die Bewilligung in die Hände des Vorstandes zu legen, hält er nicht für zweckmäßig, weil die Bezirksvereine bestimmt wissen müßten, mit welchen Mitteln sie rechnen können.

Hr. Taaks spricht sich gegen den Antrag des Bezirksvereines an der niederen Ruhr aus; er wünscht entweder Prüfung des Geldbedarfes durch den Vorstand von Fall zu Fall oder eine einfürallemal gleichmäßige Bewilligung nach der Kopfzahl der Bezirksvereine.

Auf die Ausführungen des Hrn. v. Bach, der Hrn. Veith widerspricht und nochmals davor warnt, durch Annahme des Antrages des Bezirksvereines an der niederen Ruhr die Neigung zu einer Spaltung der größeren Bezirksvereine anzuregen, ist Hr. Liebig dafür, dieser Gefahr dadurch zu begegnen, daß man die statutenmäßige Mindestzahl für die Gründung eines neuen Bezirksvereines erhöhen möchte.

Hr. Post sieht im Gegensatz zu Hrn. v. Bach keine Gefahr in der Vermehrung der Zahl der Bezirksvereine.

Bei der Abstimmung wird die allgemeine Frage:

> Empfiehlt es sich, Maßregeln zu treffen, um die bisherigen Zuweisungen an die Bezirksvereine erhöhen zu können?

von allen bejaht.

Die zweite Frage:

> Soll dies geschehen nach einem einfürallemal festen Satze?

wird mit 7 gegen 4 Stimmen abgelehnt;

dagegen wird die Frage:

> Sollen erhöhte Beträge auf Antrag des Bezirksvereines von Fall zu Fall durch den Vorstand bewilligt werden können?

mit 7 gegen 4 Stimmen bejaht.

2) Sollen den Bezirksvereinen in höherem Maß als bisher vom Gesamtverein Verhandlungsgegenstände zugeführt werden?

Hr. Peters unterscheidet zwischen solchen technischen Fragen, die sich aus der Entwicklung der Technik, der Gesetzgebung usw. ergeben und deren Behandlung durch den V. d. I. einem öffentlichen und allgemeinen Bedürfnis entspricht, und anderseits Fragen, deren Erörterung im Kreise der Bezirksvereine zwar erwünscht ist, auch wegen ihrer anregenden Wirkung, mit denen sich aber der V. d. I. nicht unmittelbar an die Oeffentlichkeit wendet und für die Oeffentlichkeit arbeitet. Mit ersteren Fragen die Bezirksvereine zu

beschäftigen, habe die Vereinsleitung bisher schon immer für ihre Pflicht gehalten; dagegen sei, was die letzteren betrifft, deren Hauptzweck zunächst ein innerer der Bezirksvereine sei, nämlich der Zweck der gegenseitigen Anregung und Belehrung der Mitglieder, doch wohl die Frage berechtigt, ob diese nicht besser von den Bezirksvereinen auszugehen hätten, und ob dabei der Leitung des Vereines mehr die Rolle des geschäftlichen Vermittlers zufallen sollte.

Hr. Herzberg ist andrer Ansicht; er wünscht, daß vom Gesamtverein aus erzieherisch auf die Bezirksvereine eingewirkt, daß durch seine planmäßige Anregung die Bezirksvereine dazu veranlaßt werden möchten, technische Fragen zu erörtern. Als solche Fragen bezeichnet er u. a.:

Elektrischer Zentralantrieb für Maschinenbauwerkstätten oder Einzelantrieb der Arbeitsmaschinen;
Einfluß der technischen Mittelschulen auf die Hebung der Industrie;
Wann und wo sind Sauggas (Generatorgas)-Motoren und wann und wo Dampfmaschinen am Platze?
Die Wichtigkeit des gründlichen, naturwissenschaftlichen Unterrichtes in den unteren und mittleren Schulen für die Wohlfahrt der Nation;
Vergleichende Betrachtungen über die verschiedenen Arten der künstlichen Beleuchtung;
Die Begründung des Bestrebens, überall Grundwasser statt Oberflächenwasser zur öffentlichen Wasserversorgung zu verwenden;

usw. usw.[1])

Die Themata müßten nach der Meinung des Redners von den Vorsitzenden der Bezirksvereine an deren Mitglieder geschickt werden, mit der Anfrage, wer ein kurzes einleitendes Referat übernehmen und wer sich an der Diskussion beteiligen wolle. Aus den Antworten wird dem Vorsitzenden ersichtlich, ob er eines der Themata und welches auf die Tagesordnung setzen kann.

Die Versammlung schließt sich den Anschauungen des Hrn. Herzberg an.

3) Soll der Versuch gemacht werden, in einer periodischen Druckschrift als Beilage zur Zeitschrift die Sitzungsberichte der Bezirksvereine in größerem Umfang, als bisher in der Zeitschrift geschehen, zur Kenntnis der Mitglieder zu bringen?

Hr. Taaks ist gegen die von Hrn. Herzberg vorgeschlagene Beilage zur Zeitschrift; denn sie würde den Interessen zahlreicher Bezirksvereine widersprechen, die jetzt durch die Anzeigen, die sie mit ihren Sitzungsberichten verbinden, deren Kosten decken. Er hält es für zweckmäßig, es bei dem bisherigen Zustande zu lassen.

Hr. Post ist derselben Meinung.

Hr. Hase erkennt an, daß es nicht möglich sei, die Berichte der Bezirksvereine in vollem Umfang in die Zeitschrift aufzunehmen, aber er wünscht, daß bei gekürzter Wiedergabe von Vorträgen in der Zeitschrift die Bemerkung hinzugefügt werde, daß der ausführlichere wesentliche Inhalt des Vortrages in dem vom Bezirksverein veröffentlichten Sitzungsbericht enthalten sei. Er würde es bedauern, wenn die Einzelberichte der Bezirksvereine durch die von Hrn. Herzberg vorgeschlagene gemeinsame Einrichtung verschwänden.

Hr. Peters verspricht, dem Wunsche des Hrn. Hase zu entsprechen. — Des Weiteren legt er ausführlich dar, welche Vorteile und Nachteile mit der von Hrn. Herzberg empfohlenen Beilage verbunden sein würden. Er glaubt, daß in den jetzigen eigenen Sitzungsberichten der Bezirksvereine, die mit den Einladungen zu deren Sitzungen versandt werden, eine starke Anregung zur Kenntnisnahme dieser Sitzungsberichte und eine Kräftigung der Zusammengehörigkeit verbunden sei, während er anderseits fürchtet, daß von den Sitzungsberichten, wenn sie als Beilage zur Zeitschrift erscheinen, außerordentlich wenig Notiz genommen werden würde. Außerdem seien die Kosten einer solchen Beilage doch sehr bedeutend. Bei der Annahme, daß die 46 Bezirksvereine nur je 6 Sitzungsberichte im Jahre liefern, und daß durchschnittlich jeder Sitzungsbericht nur $^3/_8$ Bogen umfaßt, würden sich die Kosten auf etwa 45- bis 50000 ℳ belaufen.

Hr. Veith hat an der gegenwärtigen Behandlung der Sitzungsberichte in der Zeitschrift nichts auszusetzen; den von Hrn. Herzberg beabsichtigten Veröffentlichungen mißt er keinen großen Wert bei.

Auch Hr. Weismüller will die Zeitschrift lassen, wie sie ist, jedoch spricht er den Wunsch aus, daß die Bezirksvereine ihre eignen Veröffentlichungen nach Möglichkeit einheitlich gestalten möchten.

Hr. v. Bach findet die Kosten der von Hrn. Herzberg vorgeschlagenen Beilage viel zu hoch im Verhältnis zu dem dadurch erreichbaren Nutzen.

Hr. Liebig wünscht, daß die Sitzungsberichte der Bezirksvereine in der Zeitschrift schneller erscheinen möchten, und auf die Bemerkung, daß in dieser Beziehung die Zeitschrift von der schnellen Lieferung der Berichte seitens der Bezirksvereine abhängig sei, schlägt

Hr. Post vor, daß die Redaktion der Zeitschrift fortlaufend die Bezirksvereine zur Einlieferung der Sitzungsberichte auffordern sollte, wenn sie nicht pünktlich eingesandt würden.

Bei der folgenden Abstimmung wird Punkt 3) mit »Nein« beantwortet.

[1]) Des weiteren sind nachträglich folgende Themata vorgeschlagen worden:

Praktische Ausnutzung von Talsperren — Baupolizeiverordnungen — Gewerbeordnungen — Veröffentlichungen des Patentamtes — Städtische Bebauungspläne — Städtische Verwaltungsberichte — Verhältnis zwischen Preis ab Zeche und Frachtkosten verschiedener Kohlensorten unter Berücksichtigung des Heizwertes — Oeluntersuchungen; Oelverbrauch von Dampfmaschinen und andern Motoren.

Versammlung des Vorstandes des Vereines deutscher Ingenieure

am Dienstag den 10. Oktober 1905 im Vereinshause zu Berlin.

(Beginn 3 Uhr nachm.)

Anwesend:

Hr. Dr. C. v. Linde, Vorsitzender,
» Taaks, Vorsitzender-Stellvertreter,
» Eulenberg, » Weismüller, } Beigeordnete im Vorstand,
(» v. Borries ist durch Krankheit verhindert);

ferner anwesend:

Hr. Th. Peters, Direktor des Vereines,
» D. Meyer, Redakteur der Vereinszeitschrift.

Hr. D. Meyer wird mit der Schriftführung betraut.

An der Beratung über »Hilfskasse für deutsche Ingenieure« nehmen die Herren E. Becker und Fehlert vom Kuratorium dieser Kasse und Hr. Treutler als Vertreter des Aachener Bezirksvereines teil.

Es werden u. a. folgende Gegenstände beraten:

1) Hilfskasse für deutsche Ingenieure.

Der Aachener B.-V. hat in der letzten Versammlung des Vorstandsrates um eine Aufklärung darüber gebeten, wie § 5 Ziff. 2 der Satzungen der Hilfskasse gehandhabt wird. § 5 lautet:

»Den Bezirksvereinen stellt das Kuratorium für »Unterstützungszwecke zu Beginn des Betriebsjahres zur »Verfügung:

»1) ihre eigenen Jahresbeiträge zur Hilfskasse;

»2) einen vom Kuratorium zu bemessenden Betrag »aus den außerdem der Kasse zugeflossenen Geldmitteln, »dessen Verteilung auf die Bezirksvereine nach Ver- »hältnis der Zahl ihrer Abgeordneten zum Vorstandsrate »des Vereines deutscher Ingenieure erfolgt.

»Was bis Ende des betr. Betriebsjahres seitens der »Bezirksvereine von den ihnen vorstehend nach 1) und »2) zur Verfügung gestellten Beträgen nicht verausgabt »ist, verbleibt der Hilfskasse.«

Im Anfang des Betriebes der Hilfskasse ist vom Kuratorium so verfahren worden, daß zu Beginn jeden Geschäftsjahres den Bezirksvereinen außer ihren eigenen Beiträgen größere Beträge in der durch § 5 Ziff. 2 vorgeschlagenen Verteilung zugewiesen worden sind. Dabei hat sich herausgestellt, daß, da die Zuweisungen zu Beginn des Geschäftsjahres erfolgen, also nicht auf Grund bereits feststehenden Bedarfes, der wirkliche Bedarf der einzelnen Bezirksvereine sich zahlenmäßig nicht mit den Ueberweisungen deckte. Die Folge davon war, daß die einen Bezirksvereine die ihnen zugewiesenen Beträge nicht verbrauchten, die andern mit ihren Zuweisungen nicht auskamen. Dieser Zustand wirkte insofern lähmend auf den Betrieb der Hilfskasse, als er die verfügbaren Mittel zum Teil dem Zwecke der Kasse entzog, um so mehr, weil statutgemäß die nicht verbrauchten Beträge am Ende des Jahres dem Vermögen zugewiesen werden mußten; die Gesamtleistung der Hilfskasse wurde also um so viel vermindert, als den Bezirksvereinen Beträge zugewiesen waren, aber nicht verbraucht wurden. Da dies nicht den Wünschen des Vereines entsprach, der wiederholt durch seinen Vorstandsrat eine ausgiebige Betätigung der Hilfskasse als erwünscht bezeichnet hatte, ging das Kuratorium dazu über, den Bezirksvereinen nur ihre eigenen Beiträge zur Verfügung zu stellen, von Ziff. 2 des § 5 also keinen Gebrauch mehr zu machen, in der Erwägung, daß es dazu berechtigt sei, weil nach § 5 Ziff. 2 die Bemessung der außer ihren eigenen Beiträgen den Bezirksvereinen zur Verfügung zu stellenden Beträge in das Ermessen des Kuratoriums gestellt ist, das Kuratorium also berechtigt sei, diese Beträge auch auf null zu bemessen. Dies ist der Punkt, welcher dem Aachener B.-V. Veranlassung zu seiner Anfrage in der letzten Versammlung des Vorstandsrates gegeben hat.

Nach längerer Verhandlung wird anerkannt, daß in dem Wortlaut des § 5 eine gewisse Unklarheit vorhanden sei, insofern, als ein und dieselben Worte »stellt zur Verfügung« in Ziff. 1 vom Kuratorium als ein Muß aufgefaßt worden sind, in Ziff. 2 dagegen als eine Ermächtigung. Da die Handhabung der Bestimmung in Ziff. 2, wie sie das Kuratorium auf Grund seiner Erfahrung eingeführt hat, sich als zweckmäßig erwiesen hat, wird beschlossen, für § 5 folgende Fassung vorzuschlagen:

§ 5.

»Die Bezirksvereine haben das Recht, ihrerseits »Unterstützungen zu bewilligen bis zur Höhe des eige- »nen Jahresbeitrages zur Hilfskasse.

»Um unbegründete mehrfache Bewilligungen zu ver- »meiden, haben indes die Bezirksvereine von jeder ge- »währten Unterstützung dem Kuratorium sofort Mit- »teilung zu machen.

»Was bis Ende des . . . . usf.«

2) Anregung des geistigen Lebens in den Bezirksvereinen.

Es wird beschlossen, den Bericht über die der Vorstandsitzung vorhergegangene Beratung des erweiterten Vorstandes mit dem Bericht über die Vorstandsitzung zu veröffentlichen.

3) Hochschul- und Unterrichtsfragen.

Auch über diese Frage hat vor der Vorstandsversammlung eine Beratung des dafür eingesetzten Ausschusses stattgefunden, von deren Ergebnis der Vorstand Kenntnis nimmt. Die fertig ausgearbeitete Denkschrift des Vereinsdirektors soll den Mitgliedern des Vorstandes vorgelegt werden. Der Vorsitzende regt an, sich auch von Altphilologen Aeußerungen zu der Stellungnahme des V. d. I. und der von ihm befürworteten Einschränkung des altsprachlichen Unterrichtes zu verschaffen.

4) Krafteinheit; absolutes und technisches Maßsystem.

Der Vorstand hält es für erforderlich, weitere Schritte zu tun, um die Definition des Kilogramms als Masseneinheit in der neuen Maß- und Gewichtsordnung zu verhindern. Zu diesem Zwecke soll der Gegenstand in einer Denkschrift beleuchtet werden.

5) Anträge des Mittelrheinischen und des Mannheimer Bezirksvereines auf Bewilligung von Geldmitteln zur Beschaffung von Lichtbildwerfern, Bibliothek u. dergl.

Der Vorstand beschließt, grundsätzlich solchen Anträgen gegenüber die Stellung einzunehmen, daß die Bewilligungen des Vorstandes nur als Beihülfen, nicht aber als voller Ersatz der Anschaffungskosten zu betrachten sind; ferner ist grundsätzlich zu verlangen, daß die Anschaffungen von allgemeinem Nutzen sind und daß die Geldmittel des Bezirksvereines dafür nicht ausreichen. Demgemäß wird über die beiden vorliegenden Anträge beschlossen.

6) Alters- und Invaliditätsversicherung der Vereinsmitglieder.

Infolge seiner in der letzten Versammlung des Vorstandsrates günstig aufgenommenen Anregung hat der Vereinsdirektor sich weiter mit diesem Gegenstande beschäftigt und ist dabei zu der Meinung gekommen, daß der Verein sich von vornherein darüber klar werden müsse, ob er ein eigenes Unternehmen nach Art der Pensionskasse seiner Beamten ins Werk setzen oder sich an eine bestehende Versicherungsgesellschaft anschließen will. Eine eigene Unternehmung könnte wohl nur in der freien und ungezwungenen Form, in der jetzt die Hilfskasse für deutsche Ingenieure arbeitet, ins Werk gesetzt werden, weil eine eigene Versicherungsgesellschaft mit dauernden und umfangreichen Verpflichtungen unter die Aufsicht der für die Ueberwachung der Privatversicherungsgesellschaften eingesetzten Reichsbehörde gestellt werden würde und diese Behörde Vermögensrücklagen fordern würde, welche die Leistungsfähigkeit des Vereines übersteigen. Ferner sei zu beachten, daß bei jeder Form von Versicherung, sei es gegen Erwerblosigkeit durch Alter und Invalidität, sei es für den Todesfall oder Lebensversicherung mit abgekürzter Dauer, eine Schwierigkeit daraus entstände, daß sich Mitglieder in ihren jüngeren Jahren versichern, die vielleicht später in so gute Verhältnisse kommen, daß sie die Versicherung nicht nötig haben. Würde der Verein zu diesen Versicherungen Beiträge leisten, so würden das Geschenke sein an solche, die dieser Geschenke nicht bedürfen.

Die Beratung hierüber ergibt, daß der Vorstand in der letzteren Möglichkeit kein Hindernis finden würde, eine Versicherung der Mitglieder gegen Erwerblosigkeit durch Alter oder Invalidität ins Werk zu setzen und dazu von seiten des V. d. I. Beiträge zu zahlen, daß er aber ein Unternehmen für ausgeschlossen hält, welches den Verein mit seinem ganzen Vermögen haftpflichtig machen würde. Es bleiben also nur zwei Wege offen: entweder wie bei der Hilfskasse einen namhaften Beitrag seitens des Vereines zu dem im übrigen von ihm losgelösten Unternehmen zu zahlen, oder sich an eine bestehende Versicherungsgesellschaft anzuschließen. Um deren Bedingungen kennen zu lernen, wird der Vereinsdirektor beauftragt, mit bestehenden Versicherungsgesellschaften zu verhandeln und dann weiter zu berichten.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 47. Sonnabend, den 25. November 1905. Band 49.

Inhalt:

Photographische Messung der Meereswellen.

Von Professor W. Laas, Berlin.

(hierzu Textblatt 9 bis 11)

Einleitung.

Beobachtungen und Messungen der Meereswellen sind im vergangenen Jahrhundert von einer großen Anzahl Interessenten ausgeführt worden; meist waren es Seeleute, in neuerer Zeit Geographen und Meteorologen, die ihre Beobachtungen teils während der normalen Seefahrt machten, teils bei Gelegenheit besonderer Expeditionen zur Erforschung des Meeres. Bis vor wenigen Jahrzehnten war es ausschließlich rein wissenschaftliches Interesse, das derartige Beobachtungen veranlaßte, und es ist begreiflich, daß der Wunsch entstand, über die Bewegungsformen des Meeres einigermaßen bestimmte Angaben zu erhalten. Die Kenntnis der Wellenbewegungen der Meeresoberfläche hat aber auch praktischen Wert für die Schiffahrt und den Schiffbau, und zwar aus folgenden Gründen.

Für die Schiffahrt ist es von großer Bedeutung, die Bewegungen der Schiffe in den Wellen zu beherrschen; dazu aber ist die Kenntnis der Abhängigkeit der Bewegungen des Schiffes von den Wellen und deshalb die Kenntnis der Bewegung der Wellen selbst nötig. Auch für den Schiffbau ist diese Kenntnis im Zusammenhang mit der Stabilität und der Schlingerperiode von praktischem Wert; durch die Rücksicht auf die Bewegungen der Schiffe in den Wellen wird die Konstruktion vieler Schiffe beeinflußt. Insbesondre muß auf Kriegschiffen die Bedienung der Geschütze auch bei schwerem Wetter sichergestellt sein, und Personendampfer sollen so gebaut sein, daß die Schlingerbewegungen auch bei schwerem Wetter nach Möglichkeit eingeschränkt werden.

In neuerer Zeit hat außerdem die genaue Kenntnis der Meereswellen ein besonderes praktisches Interesse dadurch erlangt, daß man bestrebt ist, die Stärke der Verbände der Seeschiffe rechnerisch festzustellen; bei dieser Rechnung wird von der Lage des Schiffes im Wellenberg oder im Wellental ausgegangen, und es wird versucht, aus den Unterschieden zwischen Gewicht und Auftrieb an den einzelnen Stellen die Beanspruchung der Verbände zu ermitteln.

Nach dem übereinstimmenden Urteil aller Sachverständigen sind aber die bisherigen Beobachtungen der Meereswellen zum großen Teil durchaus unzuverlässig; selbst die Beobachtungen des französischen Admirals Paris und seines Sohnes, die mit hoch anzuerkennendem Fleiß und großer Ausdauer angestellt worden, und welche das reichhaltigste Material geliefert haben, erweisen sich bei näherer Betrachtung als durchaus ungeeignet, um auf ihnen eine einwandfreie Theorie der Wellenbewegungen zu errichten, oder gar sie als Grundlage für die rechnerische Ermittlung der Beanspruchung der Verbände auf den Schiffen bei Seegang zu benutzen.

Der Grund für die Unzuverlässigkeit aller Beobachtungen liegt darin, daß es außerordentlich schwierig ist, bei bewegter See auf schwankendem Schiff die sehr schnellen Veränderungen der Meeresoberfläche in Form von Zahlenangaben festzuhalten. Zweifellos hat bei einer großen Anzahl von Beobachtern die Phantasie stark mitgespielt; da sie Angaben machen wollten, haben sie mit oft erstaunlicher Kühnheit behauptet, bestimmte Zahlenwerte gemessen zu haben. Gerade die zuverlässigsten Beobachter betonen stets bei der Besprechung ihrer Ergebnisse die große Schwierigkeit und Unsicherheit der Beobachtungen; bezeichnend ist der Umstand, daß die Versuche, die Ergebnisse der Beobachtungen in mathematische Formeln und Regeln zu fassen, fast ausschließlich von Theoretikern herrühren, die selbst keine Gelegenheit gehabt haben, auf hoher See die Schwierigkeit des Wellenmessens kennen zu lernen und daher die Angaben der Beobachter ihren Rechnungen als sichere Zahlenwerte zugrunde legen. Wer selbst Wellen zu messen versucht hat, muß als ehrlicher Mann stets zu der Ueberzeugung kommen, daß die bisherigen Verfahren zu unsichere Werte ergeben, um auf Grund derselben allgemeine Regeln oder gar mathematische Formeln aufzustellen.

Zuverlässige Angaben kann man nur dann bekommen, wenn man die schnell vergänglichen Bewegungen im Bilde festhält; Zahlenwerte sind nur durch die photographische Messung zu erzielen.

Eine Reise auf dem Fünfmast-Vollschiff »Preußen« der Hamburger Firma F. Laeisz, die in erster Linie zum Studium des modernen Segelschiffes unternommen wurde, bot mir erwünschte Gelegenheit, diese Erkenntnis praktisch zu erproben. Die Aussichten für ein derartiges Unternehmen mußten als besonders günstig bezeichnet werden, da die Schiffe der Firma Laeisz, welche ausschließlich auf Salpeter nach Chile fahren, weit in die südlichen Breiten gelangen, wo durch starke dauernde Westwinde die günstigsten Bedingungen für die Bildung großer reiner Meereswellen gegeben sind. Die Karte, Fig. 1, zeigt die Fahrt des Schiffes und gibt in den durch Fähnchen gekennzeichneten Windstärken und den beigefügten Nummern des Seeganges einen Ueberblick über das Ergebnis in dieser Hinsicht. Wenn demnach die Erwar-

Fig. 1. Fahrt des Fünfmast-Vollschiffes »Preußen«.

Fünfmast-Vollschiff »Preußen«

Reederei: F. Laeisz-Hamburg

von Hamburg am 6. September 1904
nach Iquique angek. 12. November 1904
von Iquique am 22. November 1904
nach Hamburg angek. 3. Februar 1905

Ausreise, im Ballast
Heimreise, beladen

Hamburg, Iquique, Valparaiso, Rio de Janeiro, Montevideo, Buenos Ayres

Windstärken:

still
leiser Zug
leichte Briese
schwache Briese
mäßige Briese
frische Briese
starker Wind
steifer Wind
stürmischer Wind
Sturm

Windrichtung: Nordost

Stärke des Seeganges:

0 glatte See
1 sehr ruhige See
2 ruhige See
3 leicht bewegte See
4 mäßig bewegte See
5 ziemlich grobe See
6 grobe See
7 hohe See
8 sehr hohe See
9 schwere See

tungen auf besonders hohe Meereswellen leider nicht erfüllt worden sind, so ist dies ein neuer Beweis dafür, wie außerordentlich schwer es ist, dem Meer die Gesetze seiner Bewegungsformen abzugewinnen. Trotzdem ist aber der wesentlichste Zweck der Versuche voll erreicht worden; es ist durch sie erwiesen, daß die Photogrammetrie tatsächlich ein vorzügliches Mittel ist, die Meereswellen nicht nur nach ihren Hauptabmessungen genau zu bestimmen, sondern auch die Form im einzelnen festzulegen.

Früher Erreichtes.

Auf die Theorie der Wellenbewegung soll hier nicht weiter eingegangen werden; ohne Zweifel entspricht die Trochoidentheorie am besten den tatsächlichen Verhältnissen und ist mit einer großen Anzahl möglichst sorgfältig beobachteter Erscheinungen in leidlichem Einklang; wenn diese Uebereinstimmung nicht besser ist, so kann das ebenso gut an der Unsicherheit der Beobachtungen wie an der Theorie liegen; eine sichere Bestätigung der Theorie durch genaue einwandfreie Beobachtungen muß jedoch noch gefunden werden.

Auch die bisherigen Verfahren bei der Wellenmessung und seine Ergebnisse möchte ich an dieser Stelle nicht weiter behandeln, mich vielmehr auf folgendes beschränken:

Bisher wurden die Hauptgrößen der Meereswellen entweder geschätzt, und zwar meist im Vergleich mit bekannten Größen (z. B. der Länge des Schiffes), oder aus derartig geschätzten Größen mit Hülfe der Trochoidentheorie errechnet, wonach ein mathematischer Zusammenhang zwischen Wellenlänge, Geschwindigkeit und Periode besteht. Die Wellenlänge wurde entweder am Schiff (2 Beobachter), oder an der Logleine hinter dem Schiff (1 Beobachter) gemessen. Die Geschwindigkeit wurde bestimmt durch Beobachten der Zeit, die ein Wellenkamm braucht, um am Schiff entlang zu laufen; die Periode endlich wurde aus den Zeiten ermittelt, welche ein oder mehrere Kämme nötig haben, um an eine und dieselbe Stelle des Schiffes zu gelangen. Die so gewonnenen Werte bedurften natürlich einer Berichtigung für die Fahrt des Schiffes und den Winkel zwischen Schiffs- und Wellenrichtung.

Die Höhe wurde gemessen, oder hier kann man wirklich nur sagen: »zu messen versucht«, oder »geschätzt«, auf folgende Weisen:

1) Der Beobachter sucht eine Stelle im Schiff (obere Decks, Wanten), von der er, wenn das Schiff im Wellental liegt, die Höhe der nächsten Wellen in der Höhe des Horizontes sieht; die Augenhöhe des Beobachters über Wasserlinie wird dann als Höhe der Welle angegeben. In der großen Unsicherheit der Wasserlinie bei Seegang liegt naturgemäß die bedeutende Unzuverlässigkeit derartiger Zahlenangaben; auch ist der Zustand »Schiff im Wellental« als Grundlage für Messungen sehr zweifelhaft und nie rein vorhanden.

2) Die Auf- und Abwärtsbewegungen des Schiffes werden durch Aneroidbarometer mit mikroskopischer Ablesung registriert. (Soviel mir bekannt, hat dieses Verfahren nur Dr. Schott mit einigem Erfolg benutzt.) Große Fehler liegen bei diesem Verfahren darin, daß das Schiff weder einigermaßen genau ins Wellental fällt, noch auf den Wellenberg sich hebt, und daß die Ablesungen des Barometers (0,1 mm der Ablesung = 1 m Höhenunterschied) bei den auftretenden Schwankungen sehr unsicher sind. Nach verschiedenen Versuchen habe ich es aufgegeben, auf »Preußen« dieses Verfahren zu benutzen, da es zu unsichere Angaben lieferte; ebenso hat Krümmel das Verfahren nach einigen Versuchen wieder aufgegeben. Andre Methoden sind noch unzuverlässiger.

Von den Haupt-Wellengrößen lassen sich annähernd bestimmen: Periode und Geschwindigkeit, nicht im einzelnen, sondern als Mittel aus einer längeren Reihe hintereinander folgender Beobachtungen. Die Ergebnisse derselben können für praktische Zwecke (Schlingerbewegung der Schiffe) als vorläufig leidlich ausreichend angesehen werden. Für den Schiffbau jedoch gänzlich ungenügend sind die Beobachtungen von Wellenlänge und -höhe, und es fehlte bisher überhaupt die Möglichkeit, die **Form** der Wellen zu ermitteln. Das neue Verfahren der Photogrammetrie liefert gerade diese bisher gänzlich unzureichenden Angaben in der erwünschten Genauigkeit.

Jede Beobachtung an Bord eines Schiffes bei bewegter See hat große Schwierigkeiten; in unserm Falle beanspruchte die Bedienung der photographischen Apparate so ausschließlich die volle Aufmerksamkeit, daß die Ermittlung der Geschwindigkeit und der Periode der aufgenommenen Wellen unmöglich war; es wurde daher überhaupt auf die Ermittlung dieser Größen verzichtet, welche mit leidlich genügender Genauigkeit für praktische Zwecke bereits von andern Beobachtern festgestellt werden konnten. Zweifellos würde es aber von großem Interesse sein, auch für photogrammetrisch festgestellte Wellenabmessungen die zugehörige Periode und Geschwindigkeit zu kennen. Derartige gleichzeitige Messungen, die mehrere Beobachter erfordern, müssen jedoch späteren Arbeiten vorbehalten bleiben.

Vorrichtungen zur Aufnahme.

Die photographische Wellenmessung besteht aus 2 Teilen: 1) der photographischen Aufnahme, 2) der späteren Aufmessung. Für beide Teile sind besondere Apparate erforderlich. Die Aufnahmevorrichtungen müssen den eigenartigen Bordverhältnissen entsprechend folgende besondere Eigenschaften haben:

Fig. 2 und 3.
Kamera mit Unterkasten und Visierlineal.

1) **Handlichkeit.** Da sie besonders bei schlechtem Wetter und stark bewegtem Schiff benutzt werden sollen, ist die Größe durch die Forderung beschränkt, daß ein Mann den Apparat sicher in einer Hand tragen kann; die andre Hand muß zum Halten bei stark schlingerndem Schiff frei bleiben;

2) Unempfindlichkeit gegen Temperaturschwankungen, Einflüsse des Seewassers und geringere Unachtsamkeiten;

3) besondere Einrichtungen zum schnellen und sichern Aufstellen an den einmal gewählten Plätzen.

Zu diesen besondern Bordeigenschaften kommen naturgemäß die für die Photogrammetrie überhaupt erforderlichen hinzu:

1) Bildfläche genau senkrecht zur optischen Achse;

2) Schnittpunkt der Spitzenlinien (Fadenkreuz) genau in der optischen Achse.

In Berücksichtigung der vorstehenden Forderungen wurden die Apparate nach eingehenden Besprechungen mit dem Geh. Baurat Prof. Dr. Meydenbauer in der von diesem geleiteten kgl. Meßbildanstalt hergestellt, und zwar wurden, um von dem etwaigen Versagen eines Apparates unabhängig zu sein, von vornherein 3 gleichartige Apparate angefertigt, obgleich für die Photogrammetrie an Bord nur 2 erforderlich waren. Bei der später beschriebenen Art der Aufstellung war auch die Möglichkeit zu berücksichtigen, daß ein Apparat durch Stöße oder beim Bedienen der Segel unbrauchbar oder gar von einer schweren See oder bei der Bedienung der Takelage über Bord gerissen würde.

sollten durch kleine Blenden vermieden werden. Selbstverständlich ist bei der Anfertigung der Kammern besondere Sorgfalt darauf verwandt worden, die optische Achse senkrecht zur Bildfläche zu erhalten; zu diesem Zweck ist die Hinterkante der Kamera, gegen welche die Platten durch Federn angepreßt werden, abgedreht. Den Verschluß bildete zuerst ein abnehmbarer Deckel mit Wechselsack. Letzterer bewährte sich indes bei schlechtem Wetter und Wind nicht und wurde für die Rückreise durch ein festes Messingblech ersetzt. Dadurch wurde es aber nötig, zum Einlegen der Platte mit den Apparaten jedesmal in die Dunkelkammer zu gehen; für die Zukunft ist es unbedingt erforderlich, mit Schiebern zu arbeiten, welche zweifellos auch mit genauer Brennweite und völlig lichtdicht hergestellt werden können.

Fig. 4 bis 9. Anordnung der Vorrichtungen auf »Preußen«.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6 bis 9.

Die Plattengröße beträgt 18 × 18 cm; die an sich nicht erforderliche Höhe wurde gewählt, um bei stark überliegendem Schiff (»am Wind« liegen Segelschiffe dauernd 10° über) die Apparate auch in Luv stets benutzen zu können. Um Störungen auszuschließen, wurde von einer Verschiebbarkeit der Objektive sowohl in der Achsenrichtung als auch senkrecht dazu abgesehen und somit die denkbar einfachste Kamera erreicht; s. Fig. 2 und 3. Das Gehäuse ist aus Messingblech hergestellt; die Objektive sind Goerz-Doppelanastigmate »Dagor 2« mit selbsttätigem Verschluß und mit einer genau ermittelten Brennweite von 182,0 mm. Sie sind auf Unendlich eingestellt; die dadurch entstehenden Unschärfen in der Nähe

Die optische Achse wird auf die Platte mit Hülfe zweier wagerechter und zweier senkrechter Spitzen am Rande photographiert; die Verbindungslinien der beiden Spitzenpaare schneiden sich in der optischen Achse. Ebenso wird die Nummer der Apparate durch Marken auf die Platten photographiert; s. Fig. 9 und Textblätter 9, 10, 11.

Für die Bedienung des Augenblickverschlusses wurde an der Seite ein kleiner wagerechter Stahlhebel angebracht, der, durch 2 kleine Elektromagnete angezogen, den Verschluß auslöst, Fig. 5.

Apparat III. Aufnahme 59.

Apparat I. Aufnahme 16.

Die drei Apparate wurden durch armierte Kabel untereinander und mit einer Flaschenbatterie verbunden und durch einen Druckknopf von dem Beobachtungsort auf dem Brückenhaus bedient; vergl. Fig. 4 bis 9.

Da sich die Herstellung der Apparate in Berlin verzögert hatte, waren für die elektrische Einrichtung in Hamburg nur wenige Tage kurz vor der Abfahrt des Schiffes verfügbar; in dieser kurzen Zeit hat der Mechaniker G. F. K. Marx die Einrichtung mit höchst anerkennenswerter Schnelligkeit und Sorgfalt hergestellt. Abgesehen von einigen Kinderkrankheiten, die in den ersten Tagen nach der Ausreise behoben wurden, wirkte die elektrische Auslösung gut. Die Genauigkeit der Auslösung der Verschlüsse wurde auf folgende Weise erprobt: Die drei Apparate wurden ineinander gestellt, nachdem die Deckel abgenommen waren, wie Fig. 10 zeigt, und die Objektive abgedichtet, so daß sie nur aus der davorstehenden Kamera Licht bekommen konnten; beim Auslösen der Verschlüsse mit der kürzesten Frist ($^1/_{100}$ sk) konnte man in der hintersten Kammer den Lichtblitz durch 3 Apparate genau so deutlich erkennen wie durch einen.

Fig. 10.

Erprobung des elektrischen Augenblicksverschlusses.

Platten und Belichtung.

Wegen der erwarteten und tatsächlich vorhandenen Sonnenspiegelungen auf dem Wasser wurden nur Isolarplatten von der A.-G. für Anilinfabrikation, Berlin, verwendet, die hinter der lichtempfindlichen Schicht eine rote Isolarschicht haben, so daß auch besonders starke Lichter, wie z. B. volles Sonnenlicht, vom Wasser reflektiert, nicht durch die Lichtschicht treten und von der Hinterkante der Glasplatte zerstreut reflektiert werden können (Lichthöfe). Mit den Isolarplatten konnte unmittelbar in die Sonne photographiert werden, s. Textblatt 9. Der Nachteil dieser Isolarplatten war ihre verhältnismäßig geringe Lichtempfindlichkeit (nach Angabe der Fabrik 24 Grad Warnecke oder 15 Grad Schreiner; Belichtungsdauer für See und Himmel nach Tabelle für Blende F 6 = $^1/_{600}$ sk, für Blende F 16 = $^1/_{80}$ sk). In der Erwartung, daß auf hoher See bei der reinen Luft eher zu viel als zu wenig Licht vorhanden sein werde, wurde dieser Nachteil nicht als wesentlich angesehen. Entgegen dieser naheliegenden und oft vertretenen Ansicht hat sich aber gezeigt, daß auf hoher See bei stärkerem Seegang auch bei klarer Luft die Wellenaufnahmen stets unterbelichtet wurden. Zu erklären ist dies wohl hauptsächlich durch den Umstand, daß bei Seegang, besonders durch die Schaumbildung der Wellenköpfe bei stärkerem Winde, die Luftschicht über dem Wasser mit Feuchtigkeit gesättigt ist, welche das einfallende und reflektierte Licht stark absorbiert; außerdem absorbiert das Seewasser bei seiner Klarheit zweifellos sehr viel Licht. Da die Belichtung mit Rücksicht auf das Schlingern des Schiffes und die schnelle Bewegung der Wellen nicht verlängert werden konnte (ein Versuch mit $^1/_{50}$ sk gab bereits Unklarheiten infolge Verschiebung), mußte stets mit dem kleinsten Verschluß $^1/_{100}$ sk gearbeitet werden, und selbst bei dieser kurzen Belichtung zeigen die Aufnahmen Verschiebungen, welche auf die Bewegungen während der Aufnahmen zurückzuführen sind; s. Textblatt 9. Aus den angeführten Gründen mußte fast stets nahezu volle Blende ($^1/_6$ Oeffnung) gegeben werden. Versuche mit $^1/_{12}$ und $^1/_9$ ergaben, entgegen den Angaben der Fabrik, stark unterbelichtete Aufnahmen. Diese volle Blende ist zweifellos für die Schärfe der Aufnahmen nicht von Vorteil; besonders der Rand der Platten hat nicht die für die Messung wünschenswerte Schärfe. Für diesen Zweck würde also eine Steigerung der Lichtempfindlichkeit der Platten von großem Wert sein, um die Belichtungsdauer und die Blendenöffnung wesentlich verkleinern zu können.

Einfluß der Bewegungen der Wellen und des Schiffes auf die Bildschärfe.

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Meereswellen liegt in den meisten Fällen zwischen 10 und 15 m/sk; größere Geschwindigkeiten als 20 m/sk sind nicht beobachtet worden. Eine Geschwindigkeit von 15 m/sk würde während $^1/_{100}$ sk Belichtungsdauer eine Verschiebung der Form von 150 mm ergeben, also bei einem Bildabstand von 100 m auf der Platte bei 182 mm Brennweite eine Verschiebung von etwa $\frac{0,182}{100} \cdot 150 = 0,27$ mm bewirken; diese Verschiebung wird für fernere Punkte jedoch kaum zu bemerken sein, da sich nicht die Wasserteile selbst mit dieser Geschwindigkeit fortbewegen, sondern nur die Form, und zwar wagerecht. Größeren Einfluß hat schon die Bewegung der Schaumkronen, von denen einzelne Spritzer mit der Geschwindigkeit des Windes fortgerissen werden, die bei Windstärke 10 bereits etwa doppelt so groß ist, also auf der Platte die recht störende Verschiebung von 0,5 mm für eine Welle im Abstande von 100 m bewirkt; nähere Wasserteile werden noch wesentlich weniger scharf.

Von den Bewegungen des Schiffes hat die Winkelbewegung beim Schlingern erheblichen Einfluß auf die Bildschärfe: die »Preußen« schlingerte mit einer halben Periode von 6,5 sk von Backbord nach Steuerbord. Bei mittlerem Seegang beträgt der Schlingerwinkel 6 bis 8°, und bei starkem Seegang kann es leicht vorkommen, daß auch mit 20° Schwingungswinkel noch Aufnahmen gemacht werden müssen. Einem Winkel von 20° würde eine mittlere Winkelgeschwindigkeit von $\frac{20}{6,5} = 3,1°$/sk entsprechen; die größte Winkelgeschwindigkeit in der mittleren Lage (bei einem Pendel mit kleinem Ausschlage beträgt das Verhältnis der größten Geschwindigkeit im tiefsten Punkt zur mittleren Geschwindigkeit $\frac{\pi}{2}$) würde also angenähert 5°/sk betragen.

Im Abstand von 100 m ergibt dies eine Vertikalverschiebung von 100 sin 5° = ∞ 8,7 m/sk oder in $^1/_{100}$ sk 8,7 cm. Mit der weiteren Entfernung wächst die Verschiebung wesentlich, der Einfluß auf die Platte bleibt jedoch derselbe und würde sich in dem angenommenen Falle durch eine Verschiebung von $\frac{0,182}{100} \cdot 87 = 0,16$ mm zu erkennen geben. Eine derartige senkrechte Verschiebung wirkt schon recht störend, weil dadurch die Kanten der einzelnen Wellenkämme unscharf werden.

Die sonstigen Bewegungen des Schiffes: das Heben und Senken in den Wellen sowie die Stampfbewegungen, sind gegenüber den Schlingerbewegungen so langsam, daß davon eine Unschärfe des Bildes nicht zu befürchten ist.

Die Bewegungen des Wassers und des Schiffes verursachen also bei der meist gewählten und durch die geringe Lichtwirkung bestimmten Augenblickswirkung von $^1/_{100}$ sk störende Unschärfen des Bildes; die Wasserbewegung macht besonders das naheliegende Feld unscharf, während die Fehler infolge der Schlingerbewegung mit der Entfernung wachsen.

Aufstellung der Apparate.

Für die Aufstellung der Apparate waren besondere Unterkasten, Fig. 2 und 3, notwendig, die, wenn geschlossen, zum

Wärmerückführung und Zwischenheizung im Dampfturbinenbetriebe.

(Systeme v. Knorring-Nadrowski)

Versuchsergebnisse an einer 100pferdigen Betriebsanlage im Maschinenlaboratorium A der Technischen Hochschule zu Dresden.

(Schluß von S. 1821)

II. Teil.

Versuche und Betriebsergebnisse[1].

Von Dipl.-Ing. Osc. Dahlke.

Wie bereits erwähnt, diente der Lokomobil-Turbogenerator zeitweilig als Kraftquelle für die Stromversorgung der Neubauten der Technischen Hochschule Dresden. Es wurde darum lange Zeit auch bei den eigentlichen Versuchen der erzeugte Strom in das Netz der Hochschule geliefert. Doch war der Strombedarf häufig zu gering und ließ sich, besonders wenn die Akkumulatorenbatterie geladen war, zu schwer gleichmäßig erhalten, so daß es schließlich vorgezogen wurde, den Strom in einem Wasserwiderstande mit verstellbaren Eisenplatten, die in einen Trog mit dauerndem Wasserzufluß tauchten, zu vernichten. Diese Einrichtung gestattete eine genau regelbare und sehr gleichförmige Belastung.

Bei einer Dauneruntersuchung, die im Beharrungszustande der Anlage begonnen und beendet und meist auf 5 bis 8 Stunden ausgedehnt wurde, erfolgten die Ablesungen der Meßinstrumente für Druck, Temperatur, Stromstärke, Spannung, Kilowattzahl und Umlaufzahl in 10minutigen Abständen. Die wichtigsten Größen: der Druck und die Temperatur vor der Düse, sowie die Stromstärke, häufig auch die Spannung, wurden von mehreren Beobachtern auf ein Signal genau gleichzeitig abgelesen; die weiteren Messungen verteilten sich auf einen Zeitraum von rd. 2 Minuten, wobei sich in der Regel noch keine Aenderungen des Beharrungszustandes zeigten.

Die Drücke bis zu etwa 1 at Ueberdruck wurden mit Quecksilbermanometern gemessen, die höheren Drücke mit Federmanometern, deren Angaben von Zeit zu Zeit mittels der Eichvorrichtungen der Maschinenlatoratorien A und B berichtigt wurden.

Die Temperaturen wurden für die niedrigen Stufen durch Quecksilberthermometer gemessen; für die Temperaturen über 100° C erwiesen sich im Verlaufe der Versuche unmittelbar in den Dampf eingebaute Thermoelemente zweckmäßiger, Fig. 10 und 11.

Die Thermokraft der benutzten Elemente wurde wiederholt durch die Physikalisch-Technische Reichsanstalt bestimmt.

Die Meßinstrumente für die elektrische Leistung wurden gegenseitig kontrolliert, indem der Mittelwert aus den Produkten der 10minutigen Volt- und Ampere-Ablesungen mit den Angaben des Kilowattzählers verglichen wurde. Als effektive Kilowattleistung wurde im allgemeinen der Mittelwert aus den (meist um weit weniger als 1 vH verschiedenen) Angaben des Präzisions-Volt- und Amperemessers einerseits, des Kilowattzählers anderseits betrachtet. Bei der Ermittlung der PS_e-Leistung ist die von den Siemens-Schuckert-Werken gegebene Wirkungsgradkurve der Dynamo als richtig angenommen worden.

Der normalerweise erforderliche Arbeitsverbrauch für die Kondensation war nicht zu ermitteln, weil das Kühlwasser durch eine für diesen Zweck viel zu große, vorhandene Dampfpumpe des Laboratoriums aus dem Unterwasserkanal angesaugt und in den 20 m hoch gelegenen Turmbehälter gehoben wurde, während die durch einen Elektromotor angetriebene Luft- und Kondensatpumpe nur dann ein befriedigendes Vakuum ergab, wenn ihr durch eine Hülfseinspritzung eine bedeutende Zusatzwassermenge zugeführt wurde, die ihren Arbeitsverbrauch erheblich vermehrte. Von einer Berücksichtigung dieser Arbeitsleistungen, die natürlich nicht größer zu sein brauchen als bei Turbinenanlagen gewöhnlicher Bauart, ist Abstand genommen worden.

Der Dampfverbrauch wurde durch Wägung des Speisewassers ermittelt, da durch die Anwendung der Hülfseinspritzung die Kondensatmessung zur Bestimmung des Dampfverbrauches unbrauchbar wurde. Der Eigenverbrauch der Speisepumpe war durch eine besondere Kondensatmessung zu 3½ vH des Gesamtverbrauches bestimmt und wurde mit diesem Betrage vom Gesamtverbrauch abgezogen, um den Verbrauch der Turbine zu erhalten, falls es sich nicht, was meist vorgezogen wurde, ermöglichen ließ, den Bedarf der Speisepumpe von einem andern Kessel aus zu bestreiten.

Fig. 10 und 11. Thermoelemente.

Der Wasserstand am Kessel wurde bei der Messung möglichst unveränderlich gehalten und die etwa eingetretenen Veränderungen im Kesselinhalt rechnerisch berücksichtigt.

Der Kohlenverbrauch, mitunter auch das Gewicht der Verbrennungsrückstände, wurde durch Wägung gefunden. Der Heizwert des Brennstoffes wurde durch mehrfache Untersuchungen des Chemischen Laboratoriums von Dr. Thiele in Dresden festgestellt.

Bei der Untersuchung der Anlage wurde, besonders bei Beginn, mit sehr hohen Dampftemperaturen, bis zu 530° vor den Düsen der Turbine, gearbeitet und dabei die bei den bekannten Untersuchungen von E. Lewicki bereits früher[1] gemachte Erfahrung bestätigt gefunden, daß die Laval-Tur-

[1] Die Versuche wurden im allgemeinen von Prof. E. Lewicki überwacht, dem auch dieser Bericht vor der Drucklegung vorgelegen hat. Eine wertvolle Unterstützung fanden sie auch durch den Leiter des Maschinenlaboratoriums B, Hrn. Professor Dr. Mollier, der öfters die Benutzung der Meßgeräte des Laboratoriums bereitwilligst gestattete, sowie durch Hrn. Assistenten Dipl.-Ing. Nägel, der besonders bei den Messungen mit Thermoelementen wiederholt freundlichen Beistand leistete. Ihnen sei hiermit der verbindlichste Dank ausgesprochen.

[1] s. Z. 1908 S. 441 u. f. und Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 12.

bine, wie jede Freistrahl-Dampfturbine, unter Beachtung bestimmter Vorsichtsmaßregeln bezüglich der Lager und Düsen geeignet ist, mit den höchsten Temperaturen zu arbeiten, so daß die Grenze für die anwendbaren Wärmegrade bei der üblichen Ausführung der Dampfüberhitzung durch die Ueberhitzer, nicht durch die Kraftmaschine, gegeben ist. Die später mit Rücksicht auf die Dauerhaftigkeit der Ueberhitzer gewählte Dampftemperatur von rd. 400° vor den Düsen bietet demzufolge keine Betriebsschwierigkeiten.

Die Untersuchungen zerfielen in zwei Hauptgruppen:

1) einstufiger Betrieb mit mittlerem und niedrigem Druck;

2) Verbundbetrieb.

a) Einstufiger Betrieb mit Regenerator.
(Vergl. Fig. 1, S. 1817)

Beim einstufigen Betriebe wurden die beiden Ueberhitzer parallel geschaltet und gleichzeitig vom Arbeitsdampf durchströmt. Die Hochdruckturbine war abgekuppelt, und der Dampf trat unmittelbar in die Niederdruckturbine ein und expandierte in den Düsen derselben bis auf den im Gehäuse herrschenden Druck, der wegen der Rohrleitungswiderstände je nach der arbeitenden Dampfmenge mehr oder weniger höher war als der Kondensatordruck. Nach der Arbeitsverrichtung in der Turbine ging der Dampf durch die Auspuffleitung zum Regenerator, gab hier den größten Teil seiner über der Kesseltemperatur liegenden Wärme ab, strömte dann durch den Oberflächenvorwärmer und ging endlich in den Oberflächenkondensator und zur Naßluftpumpe.

Die Versuche mit niedrigem Anfangsdruck hatten den Zweck, den »mechanischen Gesamtwirkungsgrad« η_m der Turbine, d. h. das Verhältnis der effektiven Leistung an der Dynamowelle zur verfügbaren Energie, für niedrige Druckverhältnisse festzustellen, da diese Zahl die Grundlage sowohl für die Berechnung eines Verbundsystems als auch für den Betrieb mit niedrigem Druck und Regenerator bilden muß. Die verfügbare Energie wurde bei den Rechnungen durch das auf der Annahme $c_p = 0{,}48$ aufgebaute Molliersche Diagramm ermittelt. Wenn auch diese Annahme nach den neuesten Untersuchungen von Knoblauch, Linde und Klebe[1]) sowie von Lorenz[2]) nicht mehr als ganz zutreffend erscheint und auch die Versuchsergebnisse an der Turbolokomobile häufig den Beweis geliefert haben, daß der wirkliche Wert von c_p größer sein müsse, so beeinträchtigt diese Thatsache doch die Richtigkeit der in der Hauptzahlentafel 6 ermittelten Wärmeverbrauchzahlen nur ganz unwesentlich, da sich die Fehler der Auswertung der Versuchsergebnisse bei der Anwendung auf andre Rechnungsfälle bei ähnlichen Temperaturen und Drücken nahezu ausgleichen.

Aus der Reihe der Versuche mögen die am 17. März und 25. Juli 1905 angestellten genauer aufgeführt werden, deren Ergebnisse durch frühere Versuche bestätigt werden. Eine Zusammenstellung enthält die Zahlentafel 3. Die durch die Düsen strömende Dampfmenge wurde der Kontrolle halber stets auch theoretisch nach der Zeunerschen Formel, die für die praktische Anwendung etwas umgeformt wurde, berechnet. Zeuner gibt bekanntlich (Theorie der Turbinen, S. 271) für das **sekundlich** durch den engsten Querschnitt F_m strömende Dampfgewicht die Formel:

$$G_{sk} = F_m \sqrt{2\,g\,\frac{k}{k-1}\,\frac{p_1}{v_1}\,\frac{k-1}{k+1}\left(\frac{2}{k-1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}\,.$$

Setzt man in dieser Formel k für überhitzten Dampf $= {}^4/_3$, so ergibt die Umrechnung, wenn F_m in q_m, p in kg/qm, v_1 in kg/cbm angenommen wird, für das **stündliche** Dampfgewicht

$$G_{st} = F_m\, 7590 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}\,.$$

Setzt man in dieser Formel nach Zeuner

$$p_1 v_1 = 50{,}9\ T_1 - 192{,}5 \sqrt[4]{p_1}\,,$$

[1]) Z. 1904 S. 1697 u. f. und Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 21.

[2]) Z. 1904 S. 698 und Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 21.

Zahlentafel 3.
Versuche mit einstufigem Betrieb bei niedrigem Druck.

Datum		17. März 1905	25. Juli 1905
Versuchsdauer	st	6	6
I. Temperatur:			
Dampf am Ueberhitzeraustritt	°C	409	447
» vor der Düse	»	355	405
» am Auspuff	»	198	238
» vor dem Kondensator	»	57	68
Speisewasser im Kasten	»	9	15
» vor dem Kessel	»	68	75
Abgase am Fuchs	»	222	214
II. Drücke, absolute Werte:			
Barometerdruck	kg/qcm	1,011	1,022
Dampf im Kessel	»	2,67	2,32
» vor dem Regulierventil	»	1,76	1,67
» » der Düse	»	1,625	1,65
» im Auspuffrohr	»	0,164	0,188
» vor dem Kondensator	»	0,103	0,101
III.			
Spannung	V	439	419,3
Stromstärke	Amp	134,9	146,5
KW-st insgesamt nach dem Kilowattzähler	KW-st	361	372
mittlere Leistung nach dem Kilowattzähler	KW	60,2	62
Mittelwert aus den Einzelprodukten, V × Amp	»	59,4	61,3
Gesamtmittelwert	»	59.8	61,7
Wirkungsgrad der Dynamo		0,878	0,878
mittlere Leistung	PS_e	92,5	95,5
IV.			
Speisewasserverbrauch insgesamt	kg	5408	5471
Dampfverbrauch der Speisepumpe (3,5 vH) in der Versuchzeit	»	—	191
Gesamtverbrauch d. Turb. in d. Versuchzeit	»	5408	5280
mittlerer Verbrauch der Turbine in 1 st, G_{st}	»	901	880
» » » » in 1 PS_e-st	»	9,74	9,21
V.			
Kohlenverbrauch insgesamt	»	1070	1125
Kohlenverbrauch der Speisepumpe (3,1 vH)	»	—	35
Gesamtverbrauch der Turbine	»	1070	1090
mittlerer Verbrauch der Turbine in 1 st	»	178,3	181,7
» » » » in 1 PS_e-st	»	1,927	1,905
VI.			
Heizwert von 1 kg Kohle (Braunkohlenbriketts »Anker«)	WE	4724	4724
Wärmeverbrauch der Anlage für 1 PS_e-st	»	9104	9000
Kohlenverbrauch, bezogen auf Kohle von 7500 WE, für 1 PS_e-st	kg	1,213	1,200
Wärmewert des Turbinendampfes am Ueberhitzer	WE/kg	780,3	801,2
Wärmewert des Dampfes am Turbinenauspuff	»	689,5	707,8
» » » vor dem Kondensator	»	625,6	628,7
Abnahme d. Wärmewertes bis z. Kondensator	»	63,9	79,1
Rückführung in den Kreislauf, geschätzt rd.	»	68	75
Wärmeleistung des Brennstoffes: pro kg Turbinendampf rd.	»	712	726
Wärmeleistung des Brennstoffes: für den Turbinendampf in der Versuchzeit	WE	3 850 000	3 834 000
Wärmeleistung des Brennstoffes: für 1 kg Speisepumpendampf	»	—	573
Wärmeleistung des Brennstoffes: in der Versuchzeit	»	—	109 400
gesamte Wärmeleistung des Brennstoffes ohne Regenerierung	»	3 850 000	3 943 400
ganzer Wärmeverbrauch an Heizstoff	»	5 056 000	5 316 000
Kesselwirkungsgrad ohne Regenerator und Vorwärmer	vH	76,1	74,2
Wärmeleistung einschließlich Regenerator und Vorwärmer	WE	4 173 000	4 275 000
Kesselwirkungsgrad einschließlich Regenerator und Vorwärmer	vH	82,6	80,4
VII.			
Zahl der geöffneten Düsen		8	8
engster Durchmesser der Düsen	cm	1,45	1,45
Durchgangsquerschnitt	10^{-4} qm	1,322	1,322
theoretisches Dampfgewicht für 1 st $= 7590 f_m \sqrt{\frac{p}{v}}$	kg	945	921
gemessenes Dampfgewicht für 1 st	»	901	880
Ausflußkoeffizient μ		0,954	0,955
VIII.			
verfügbare Energie auf 1 kg Dampf nach Molliers Diagramm Q_d	WE	122,5	128,4
mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = \frac{637}{\frac{G}{N_e} Q_d}$	vH	53,4	53,9
Gesamtwirkungsgrad der Anlage (in vH der Brennstoffwärme)	»	6,99	7,07

so wird theoretisch

$$G_{st} = F_m\, 7590 \frac{p_1}{50{,}9\, T_1 - 192{,}5 \sqrt[4]{p_1}}.$$

Es ergab sich, daß bei den Düsen der Niederdruckturbine das wirkliche Dampfgewicht rd. 0,955 des theoretischen betrug, wobei die Abweichungen bei sorgfältiger Messung selten größer als ½ vH nach oben und unten waren. Der mechanische Gesamtwirkungsgrad $\frac{N_e}{N_v} = \eta_m$ fand

Zahlentafel 4.

Versuche mit einstufigem Betrieb und mittlerem Druck.

Datum		28. Okt. 1904	15. März 1905
Versuchsdauer	st	7,01	6,83
I. Temperaturen:			
Dampf am Ueberhitzeraustritt	°C	428	424
» vor der Düse	»	409	375
» am Auspuff	»	180	172
» vor dem Kondensator	»	70	61
Speisewasser im Kasten	»	14	9,2
II. Drücke, absolute Werte:			
Barometerdruck	kg/qcm	1,031	1,01
Dampf im Kessel	»	7,11	6,67
» vor dem Regulierventil	»	6,72	6,43
» » der Düse	»	6,70	6,33
» im Auspuffrohr	»	0,166	0,153
» vor dem Kondensator	»	0,109	0,089
III.			
Spannung	V	440,8	446,1
Stromstärke	Amp	174,5	162,7
Kilowattstunden insgesamt nach dem Kilowattzähler	KW st	555	502
mittlere Leistung nach dem Kilowattzähler	KW	79,2	73,5
Mittelwert aus den Einzelprodukten, V × Amp	»	76,9	72,6
Gesamtmittelwert	»	78,1	73,1
Wirkungsgrad der Dynamo	»	0,872	0,875
mittlere Leistung	PS_e	121,7	113,2
IV.			
Speisewasser insgesamt	kg	6400	5887
mittlerer Verbrauch in 1 st, G_{st}	»	913	862
» » » 1 PS_e-st	»	7,50	7,61
V.			
Wärmewert des Turbinendampfes am Ueberhitzer	WE/kg	783,7	782
Wärmewert des Turbinendampfes am Auspuff	»	683	679,3
Wärmewert des Turbinendampfes vor dem Kondensator	»	631,1	628,1
Abnahme des Wärmewertes vom Auspuff bis zum Kondensator	»	51,9	51,2
Rückführung in den Kreislauf einschl. ursprünglicher Speisewasservorwärmung, geschätzt	»	61	55
Wärmeleistung des Brennstoffes pro kg Turbinendampf	»	723	727
Wärmeleistung des Brennstoffes für den Turbinendampf in der Versuchzeit	WE	4 627 000	4 280 000
VI.			
Kohlenverbrauch in der Versuchzeit	kg	1300	1150
mittlerer Verbrauch der Turbine in 1 st	»	185,4	168,4
» » » » » 1 PS_e-st	»	1,523	1,487
VII.			
Kohlensorte: Braunkohlenbriketts Marke		Bockwitz	Anker
Heizwert der Kohle	WE	4640	4724
Wärmeverbrauch für 1 PS_e-st	»	7070	7025
Kohlenverbrauch, bezw. auf 7500 WE, für 1 PS_e-st	kg	0,943	0,937
ganzer Wärmeverbrauch an Heizstoff	WE	6 035 000	5 436 000
Kesselwirkungsgrad η_k, ohne Regenerator und Vorwärmer		0,767	0,787
ganze Wärmeleistung, einschl. Regenerator und Vorwärmer	»	4 930 000	4 547 000
Kesselwirkungsgrad η_k', einschl. Regenerator und Vorwärmer		0,817	0,836
VIII.			
verfügbare Energie auf 1 kg Dampf nach Molliers Diagramm	WE/kg	183,4	176,1
mechanischer Gesamtwirkungsgrad η_m	vH	46,31	47,5
Gesamtwirkungsgrad der Anlage	»	9,0	9,06

sich bei den folgenden beiden Versuchen = 0,534 bezw. 0,539; bei etwas größeren Leistungen und besserem Vakuum, also kleinerer Ventilatorarbeit und verhältnismäßig kleinerer Leerlaufarbeit, wird er rd. 0,55 betragen. Dieser Wert ist den weiteren Ermittlungen zugrunde gelegt. (Näheres darüber s. in den Bemerkungen zur Hauptzahlentafel 6.) Da bei den Versuchen auch der Brennstoff sorgfältig gewogen wurde, so dienten sie auch mit zur Bestimmung des Kesselwirkungsgrades. Dieser fand sich am 17. März 1905 zu 0,761, am 25. Juli 1905 zu 0,742, ohne Berücksichtigung der im Regenerator und Vorwärmer zurückgewonnenen Wärme, die den Kesselwirkungsgrad auf 0,826 bezw. 0,804 erhöht. Diesen günstigen Zahlen steht ein gegenüber dem geringen benutzten Druckverhältnis (9,9 : 1 bezw. 8,78 : 1) ebenfalls als sehr günstig zu bezeichnender Dampfverbrauch zur Seite, nämlich 9,74 kg bezw. 9,21 kg, und ein Brennstoff-Wärmeverbrauch von 9104 bezw. 9000 WE für 1 PS_e-st, der in Steinkohle von 7500 WE/kg ausgedrückt 1,213 bezw. 1,200 kg beträgt. Da diese Versuche ergeben haben, daß ein Kesselwirkungsgrad von 0,75 bequem erreichbar ist, so wurde ein solcher bei den weiteren Berechnungen vorausgesetzt. Nach Zahlentafel 4 ergibt sich für eine Turbolokomobile von 100 bis 150 PS_e auf Grund dieser Zahlen für einen Anfangsdruck von 1,4 at bei 400° und ein Vakuum von 0,1 at bei guter Regenerierung und Vorwärmung, aber unter Annahme genügender Strahlungs- und Reibungsverluste ein Gesamtwirkungsgrad von 9,1 vH oder ein Kohlenverbrauch von nur 0,94 kg für 1 PS_e-st. Dieses Ergebnis läßt einmal den einfachen Niederdruckbetrieb mit Regenerator — vor allem wegen der dadurch bedingten Billigkeit der Kessel — als lebensfähig erscheinen, gibt anderseits aber auch ein Bild davon, wie günstig eine Dampfturbine als Niederdruckstufe einer Verbundmaschine arbeiten wird.

Weitere Einstufen-Versuche sollten sowohl den mechanischen Gesamtwirkungsgrad der Turbine bei höherem Druckverhältnis festlegen, als auch zeigen, welches die bestmögliche Wärmeausnutzung der Versuchsanlage in ihrer vorliegenden Bauart sei. In Zahlentafel 4 sind wiederum zwei Versuche, und zwar vom 28. Oktober 1904 und vom 15. März 1905, in den wichtigsten Einzelzahlen vorgeführt. Es ergab sich ein Dampfverbrauch von 7,50 bezw. 7,61 kg für 1 PS_e-st, während der Gesamtwärmeverbrauch einschließlich der Kesselverluste 7070 bezw. 7025 WE für 1 PS_e-st, der Brennstoffverbrauch, bezogen auf Steinkohle von 7500 WE, rd. 0,94 kg betrug. Dabei ist zu berücksichtigen, daß der Vakuumdruck an der Turbine infolge des Strömungswiderstandes in den etwas zu engen Regenerator- und Vorwärmerrohren noch 0,166 bezw. 0,153 at abs. betrug, also leicht erheblich vermindert werden kann; ferner, daß der nicht unbedeutende Wärmeverlust zwischen Ueberhitzer und Turbine bei einer einheitlichen Lokomobilbauart fast ganz zum Verschwinden zu bringen ist. Der mechanische Gesamtwirkungsgrad ergab sich bei diesen Versuchen zu 46,3 bezw. 48,2 vH; er hat sich bei früheren gleichartigen Untersuchungen auch schon auf 50 vH belaufen. In der Hauptzahlentafel 6 ist er mit 49 vH angenommen worden. Wird wieder ein Kesselwirkungsgrad von nur 75 vH zugrunde gelegt, so findet sich für 400° und 7 at abs. vor der Düse und 0,1 at im Auspuffraum unter Voraussetzung genügender Strahlungs- und Leitungsverluste der Dampfverbrauch zu 6,58, der Kohlenverbrauch bei 7500 WE/kg Wärmeinhalt zu 0,802, der Wärmeverbrauch zu 6020 WE für 1 PS_e-st. Näheres darüber s. Zahlentafel 6.

b) Verbundbetrieb mit Zwischenheizung.

(Vergl. Fig. 3, S. 1818)

Die Untersuchungen waren derart geplant, daß der Dampf vom Kessel aus nacheinander den Hochdrucküberhitzer, die Hochdruckturbine, den Niederdrucküberhitzer, die Niederdruckturbine, den Regenerator, Vorwärmer und Kondensator durchlief, wie es in dem Schema Fig. 3 dargestellt ist. Bei den Rechnungen war ein Druck von 0,1 at im Auspuffraum der Niederdruckturbine und ein Druck von 1,0 at vor den Düsen dieser Turbine vorausgesetzt worden. Leider stellte sich aber heraus, daß die Strömungsgeschwindigkeiten in allen Ueberhitzer-, Regenerator- und Vorwärmerrohren wegen ungenügender Versuchsgrundlagen viel zu groß angenommen

waren, so daß in allen Leitungen starke Druckabfälle eintraten. Da schon der Kondensator selten ganz das Vakuum von 0,1 at zu erreichen gestattete, so ergaben sich bei größerer Leistung und größerer Dampfmenge im Auspuffraum der Turbine rd. 0,17 at abs. Um die vorausgesetzte verfügbare Energie der Niederdruckturbine beizubehalten, mußte ihr Eintrittsdruck entsprechend auf rd. 1,85 at erhöht werden. Diesem Eintrittsdruck entsprach aber wegen des Druckabfalles im Niederdrucküberhitzer ein Auspuffdruck von rd. 2,8 at — statt 1 at — an der Hochdruckturbine. Unter diesen Umständen war deren Druckverhältnis so klein und ihre sogenannte Ventilatorarbeit so groß, daß der Nutzen der Verbundanordnung zum Verschwinden gebracht wurde. Da die Mängel dieser Erstausführung nicht beseitigt werden konnten, so blieb für die Ermittlung der unter richtigen Verhältnissen erreichbaren Zahlen für Dampf- und Kohlenverbrauch nur ein mittelbares Verfahren übrig, das in zwei verschiedenen Weisen durchgeführt wurde. Einmal wurde Dampf aus einem Kessel des Laboratoriums bei hohem Druck entnommen, expandierte in der Hochdruckturbine auf Atmosphärendruck und puffte dann aus. Gleichzeitig wurde der Niederdruckturbine Dampf aus dem Kessel Bauart v. Knorring-Nadrowski zugeführt, und zwar bei solchem Drucke, daß seine verfügbare Energie möglichst ebenso groß war, als wenn er bei annähernd gleicher Temperatur von 1 auf 0,1 at expandiert hätte. Die Dampfmengen beider Turbinen wurden möglichst gleich gemacht, und der unter Berücksichtigung der verfügbaren Energie jeder Turbine ermittelte mittlere Dampfverbrauch würde demjenigen entsprechen, der bei Expansion von dem höchsten angewandten Druck und der Anfangstemperatur der Hochdruckturbine unter Zwischenüberhitzung auf die Anfangstemperatur der Niederdruckturbine und auf 0,1 at abs. ohne erhebliche Strömungsverluste erreichbar ist (29. Dez. 1904). Ein weiterer Versuch (a) wurde am 14. April 1905 angestellt, indem der Auspuffdruck der Hochdruckturbine durch eine Drosseleinrichtung etwas über den Eintrittsdruck der Niederdruckturbine gesteigert wurde. Das Ergebnis würde demjenigen entsprechen, das erreichbar ist, wenn der Dampf vom höchsten angewandten Druck und der Anfangstemperatur der Hochdruckturbine unter Zwischenüberhitzung auf die Anfangstemperatur der Niederdruckturbine und auf das tatsächlich vorhandene Vakuum ohne erhebliche Strömungsverluste im Ueberhitzer expandierte. Weitere Drosselung (Versuch b, 14. April 1905) ließ den Einfluß der Strömungsverluste im Zwischenüberhitzer klar hervortreten. Eng schloß sich hieran eine Reihe von Versuchen (29. und 31. März 1905), bei denen die dem Hochdruckkessel entnommene Dampfmenge mit 7 bezw. 11 at vor der Düse nacheinander durch beide Turbinen strömte und dabei zwischen den Turbinen im Ueberhitzer des Kessels von v. Knorring-Nadrowski wieder erhitzt wurde. Die bei diesen durch die Strömungsverluste schon stark beeinträchtigten Versuchen erzielten Dampfverbrauchzahlen sind immer noch als sehr günstig zu bezeichnen. Zu der Zahlentafel 5 mag noch hervorgehoben werden, daß der Dampfverbrauch am 29. Dezember 1904 trotz der größeren verfügbaren Energie pro PS und der kleineren Ventilatorarbeit der Hochdruckturbine sogar etwas größer war als am 14. April 1905, weil aus Versehen der Hauptteil der Arbeit der weit ungünstiger arbeitenden Hochdruckturbine zugewiesen war (vergl. S. 1818, I. Teil).

Auf Grund der in Zahlentafel 5 niedergelegten Versuchzahlen sind dann in der Hauptzahlentafel 6 die für eine richtig konstruierte Verbundanordnung mit Zwischenheizung erreichbaren Dampf-, Wärme- und Kohlenverbrauchzahlen niedergelegt.

Für 1 PS_e-st findet sich danach bei 13 at Anfangsdruck und 1,5 at Auspuffdruck in der Oberstufe, 1,2 Anfangsdruck und 0,1 Auspuffdruck in der Unterstufe bei 300° vor beiden Turbinen der Dampfverbrauch zu 5,89 kg, der Wärmeverbrauch zu 5520 WE, der Verbrauch an Steinkohle von 7500 WE zu 0,736 kg. Wird die Ueberhitzung vor den Turbinen auf 400° gebracht, so lauten die entsprechenden Zahlen: 5,07 kg Dampf, 4912 WE, 0,654 kg Kohle. Das Rechnungsverfahren geht aus der Zahlentafel selbst hervor. Als mechanischer Wirkungsgrad η_m ist immer das Verhältnis der Effektivleistung zur verfügbaren Energie bezeichnet, als innerer mechanischer Wirkungsgrad die gleiche Zahl, dividiert durch einen Koeffizienten 0,95, der den Einfluß der Lager- und Zahnradreibung

Zahlentafel 5. Versuche über Verbundbetrieb mit Zwischenheizung.

				1	2	3	4	5
1	Versuchsnummer			1	2	3	4	5
2	Datum			29. Dez. 04	a) 14. April 05	b) 14. April 05	29. März 05	31. März 05
3	Art der Versuches			Dampf vom Hochdruckkessel durch die Hochdruckturbine pufft aus. Dampf vom Nadrowski-Kessel durch die Niederdruckturbine zum Kondensator			Dampf vom Hochdruckkessel durch beide Turbinen zum Kondensator. Zwischenheizung im Nadrowski-Kessel	
4	Versuchsdauer		st	—[1]	3	—[1]	3	3
5	Hochdruckturbine	Druck vor der Düse	kg/qcm abs.	13,74	11,18	11,42	7,09	11,22
6		Temperatur vor der Düse	°C	228	257	239	238	257
7		Druck am Auspuff	kg/qcm abs.	1,02	1,58	1,94	2,10	2,26
8		verfügbare Energie auf 1 kg Dampf	WE	108,6	92,4	78,6	56,8	75,1
9	Niederdruckturbine	Druck vor der Düse	kg/qcm abs.	1,73	1,52	1,56	1,67	1,435
10		Temperatur vor der Düse	°C	285	365	340	399	389
11		Druck am Auspuff	kg/qcm abs.	0,125	0,132	0,148	0,141	0,141
12		verfügbare Energie auf 1 kg Dampf	WE	120,3	132,4	123,2	140,4	132
13	Kilowatt im Mittel		KW	84,4	73,7	68,5	53	65,3
14	Wirkungsgrad der Dynamo			0,865	0,875	0,878	0,875	0,878
15	mittlere Leistung		PS_e	132,6	114,5	106	82,3	101,1
16	Hochdruckturbine, stündlicher Dampfverbrauch		kg	1072	689	719	591	693
17	Niederdruckturbine, » »		»	652	732	768	591	693
18	mittlerer Dampfverbrauch		»	841	715	750	591	693
19	» » für 1 PS_e-st		»	6,34	6,24	7,08	7,17	6,86
20	ganze verfügbare Energie der Hochdruckturbine		WE	116 400	63 700	56 600	33 600	52 100
21	» » » » Niederdruckturbine		»	78 500	97 000	92 400	83 000	91 500
22	gesamte » » beider Turbinen		»	194 900	160 700	149 000	116 600	143 600
23	η_m gesamt			0,433	0,454	0,458	0,450	0,449
24	verfügbare Energie für 1 PS_e-st		WE	1470	1403	1406	1417	1420

[1] Einzelablesungen. Dampfverbrauch rechnerisch aus Drücken und Temperaturen mit beim gleichen Versuch ermittelten Düsendurchgangskoeffizienten bestimmt.

Fig. 12 bis 14. Wärmestromdiagramme.

Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

annähernd richtig darstellt. Die Werte η_m sind auf Grund der Versuche schätzungsweise abgestuft, mit Rücksicht auf die Veränderung des hydraulischen Wirkungsgrades durch die verschiedenen Dampfgeschwindigkeiten.

Die Strahlungsverluste waren bei einer nicht im einzelnen durchkonstruierten Anlage nur schätzungsweise zu berücksichtigen, und zwar ist, um eine Vergleichbarkeit der untersuchten Betriebsweisen zu schaffen, angenommen, daß sie umgekehrt proportional dem Quadrat der absoluten Temperatur seien und für jede der beiden Turbinenzuleitungen bei 400° Temperatur 5 WE pro kg Dampf, d. h. 10,4°, betragen, sowie daß die Strahlungsoberfläche aller einzelnen Leitungsstücke und auch der beiden Turbinen gleich groß sei. Natürlich stellt dieses Verfahren nur eine rohe Annäherung dar; der Einfluß der dadurch verursachten Fehler beträgt aber höchstens wenige Prozent. Der Druckabfall zwischen beiden Turbinen ist absichtlich reichlich mit 0,3 at angenommen worden. Die in der Praxis leicht erreichbare Verminderung auf 0,1 verbessert natürlich das Endergebnis noch etwas.

Die Rechnung zeigt, daß der Regenerator für Auspuffbetrieb bei 7 at und 400° sowie für Kondensationsbetrieb von 1,4 at und 400° auf 0,1 at dem Kessel erhebliche Wärmemengen wieder zuführt. Beim Kondensationsbetriebe mit hohem Kesseldruck kommt er erst bei mehr als zweifacher oder bei sehr hoher Ueberhitzung in Betracht.

Zur klaren Uebersicht über die Verhältnisse sind für die Fälle II und V der Zahlentafel 6 die Wärmestromdiagramme gezeichnet worden, Fig. 12 und 13. Um die durch Anwendung eines sehr hohen Anfangsdruckes, eines vorzüglichen Vakuums und sehr hoher Temperaturen ermöglichten Verbesserungen zu veranschaulichen, ist ein gleichartiger Wärmeplan für 16 at abs. und 350° vor, 1,1 at abs. hinter der Hochdruckturbine, 1,0 at und 500° vor, 0,05 at hinter der Niederdruckturbine beigegeben, Fig. 14. Der Gesamtwirkungsgrad stellt sich dabei auf 18 vH, kommt also dem der Gasmaschine ganz nahe.

Zahlentafel 6.

Nr.		Art des Betriebes	Einheit	I	II	III	IV	V
				einstufiger Betrieb			Verbundbetrieb	
				ohne	mit	mit	mit	mit
				Kondensation			Kondensation	
1	Hochdruckturbine	Druck vor der Düse	kg/qcm abs.	7,0	—	—	13,0	13,0
2		» am Auspuff	»	1,0	—	—	1,5	1,5
3		Temperatur vor der Düse	°C	400	—	—	300	400
4		verfügbare Energie pro kg Dampf	WE	113,0	—	—	102,4	120,4
5		mechanischer Wirkungsgrad einschl. der Lager- und Zahnradreibung		0,43	—	—	0,42	0,41
6		Leistung pro kg Dampf	»	48,6	—	—	43,0	49,4
7	Niederdruckturbine	Druck vor der Düse	kg/qcm abs.	—	1,4	7,0	1,2	1,2
8		» am Auspuff	»	—	0,1	0,1	0,1	0,1
9		Temperatur vor der Düse	°C	—	400	400	300	400
10		verfügbare Energie pro kg Dampf	WE/kg	—	146,2	197,5	118,4	140,8
11		mechanischer Wirkungsgrad einschl. der Lager- und Zahnradreibung		—	0,53	0,49	0,55	0,54
12		Leistung pro kg Dampf	WE	—	77,5	96,7	65,1	76,1
13		Gesamtleistung beider Turbinen	WE/kg	48,6	77,5	96,7	108,1	125,5
14		Dampfverbrauch für 1 PS_e-st = 637 WE	kg	13,1	8,22	6,58	5,89	5,07
15		Strahlungsverlust zwischen Ueberhitzer und Hochdruckturbine	WE/kg	5,00	—	—	3,60	5,00
16		verlangter Wärmewert des Dampfes vor der Hochdruckturbine	»	770,0	—	—	717,2	765,2
17		innerer mechanischer Wirkungsgrad der Hochdruckturbine $\eta_i = \eta_m$: 0,95		0,453	—	—	0,442	0,432
18		Verbrauch für die Nutzleistung in der Hochdruckturbine	WE/kg	51,2	—	—	45,3	52,1
19		Wärmewert des Dampfes nach der Arbeitsleistung	»	718,8	—	—	671,9	713,1
20		Temperatur » » » »	°C	270	—	—	174	260
21		Strahlungsverlust des Gehäuses und der Auspuffleitung der Hochdruckturbine	WE/kg	3,4	—	—	2,2	3,1
22		Wärmewert beim Eintritt in den zweiten Ueberhitzer	»	—	—	—	669,7	710,0
23		verlangter Wärmewert beim Eintritt in die zweite Turbine	»	—	779,8	770,0	732,7	780,7
24		Strahlungsverlust in der Leitung vom Ueberhitzer zur zweiten Turbine	»	—	5,0	5,0	3,6	5,0
25		Wärmewert beim Austritt aus dem zweiten Ueberhitzer	»	—	784,8	775,0	736,3	785,7
26		innerer mechan. Wirkungsgrad der Niederdruckturbine $\eta_i = \eta_m$: 0,95		—	0,558	0,516	0,579	0,568
27		Verbrauch für die Nutzleistung des Dampfes in der Niederdruckturbine	WE/kg	—	81,6	102,0	68,6	80,0
28		Wärmewert des Dampfes nach der Arbeitsleistung	»	—	698,2	668,0	664,1	700,7
29		Temperatur » » » »	°C	—	208	145	137	218
30		Strahlungsverlust des Gehäuses der zweiten Turbine	WE/kg	—	2,6	1,9	1,9	2,6
31		» zwischen Niederdruckturbine und Regenerator	»	3,4	2,6	1,9	1,9	2,6
32		Wärmewert des Dampfes beim Eintritt in den Regenerator	»	712,0	693,0	—	—	—
33		Temperatur beim Austritt aus dem Regenerator (5° über Kesseltemperatur)	°C	169,0	112,7	—	—	—
34		Wärmewert des Dampfes beim Austritt aus dem Regenerator	WE/kg	670,3	652,5	—	—	—
35		im Regenerator gewonnene Wärme	»	41,7	40,5	—	—	—
36		Strahlungsverlust zwischen Regenerator und Vorwärmer	»	2,2	1,6	—	—	—
37		Wärmewert des Dampfes beim Eintritt in den Vorwärmer	»	668,1	650,9	664,2	660,3	695,5
38		Ueberhitzungswärme beim Eintritt in den Vorwärmer	»	81,4	30,6	43,9	40,0	75,2
39		ursprüngliche Speisewasserwärme bei Kondensatspeisung	»	99	45,6	45,6	45,6	45,6
40		gesamte Speisewasserwärme, abzüglich eines kleinen Strahlungsverlustes	»	129	75,5	88,5	84,8	119,0
41		ganze zirkulierende Wärme	»	170,7	116,0	88,5	84,8	119,0
42		Wärmewert des Dampfes nach der ersten Heizung	»	775	784,8	775	720,8	770,2
43		Wärmezufuhr zum Dampf bei der Zwischenheizung	»		—	—	66,6	75,7
44		ganze dem Dampf zugeführte Wärme	»	775	784,8	775	787,4	845,9
45		von außen zuzuführen pro kg Dampf	»	604,2	668,8	686,5	702,6	726,9
46		» » zuzuführende Wärme pro PS_e-st	»	7920	5196	4517	4138	3684
47		beim Kesselwirkungsgrad 0,75 an Brennstoff aufzuwenden	WE/PS_e-st	10550	7320	6020	5520	4912
48		Kohle von 7500 WE/kg zu verbrauchen	kg/PS_e-st	1,406	0,976	0,802	0,736	0,654
49		thermischer Gesamtwirkungsgrad der Anlage	vH	6,0	8,7	10,6	11,5	13,0

Neuere Kraftgaserzeuger.

Von **R. Schöttler.**

(Schluß von S. 1815)

Wie es Dr. Mond gelang, bituminöse Kohlen zu vergasen, ist bekannt[1]). Eine große Anlage für 12000 PS ist in Madrid in der Entstehung begriffen; die Maschinenbaugesellschaft Nürnberg lieferte die Maschinen, während die Gaserzeuger aus England stammen. Es scheint demnach, als ob die Erzeugung des Mond-Gases allmählich Anklang findet. Aber sie wird immer auf sehr große zu vergasende Kohlenmengen beschränkt sein, schon weil sich die damit verbundene Sulfatgewinnung im kleinen nicht lohnen würde. Diese kann man ja allerdings weglassen, aber dennoch ist die ganze Einrichtung nur auf große Verhältnisse zugeschnitten.

Eine etwas einfachere Einrichtung, in der solche Brennstoffe verarbeitet werden, welche im Generator keine Schwierigkeiten bereiten, aber einen hohen Teergehalt des Gases bedingen, beschreibt Lencauchez[1]). Fig. 20 stellt die Anlage,

[1]) Z. 1901 S. 1593. Neuere derartige Anlagen beschreibt Martin in der Zeitschrift Traction and Transmission 1903 S. 152.

[1]) Bull. de la Société de l'Industrie minérale 1904 S. 99.

welche für sogenannte Splintkohle oder Lignit bestimmt ist, wie beide an der Rhonemündung und in Katalonien vorkommen, schematisch dar.

Das Gas kommt aus dem Generator *A*, der mit Ueber- oder Unterdruck betrieben werden kann, und geht zunächst durch einen Koksrieseler *B*, der mit warmem Wasser beschickt wird, das mit 85° abfließt. Dieses Wasser sammelt sich in dem Behälter *C*, aus dem es die Pumpe *D* zurückpumpt. Zugleich fördert die Pumpe aber auch auf den Rieseler *E*, welcher zur Vorwärmung und Sättigung der für den Generator bestimmten Luft, die mit 75° abgeht, dient. Das aus *E* abfließende Wasser ist indes zu kalt geworden, als daß man es wieder in den Behälter *C* zurückfließen lassen dürfte; es wird an andrer Stelle verwendet.

Das Gas wird nun durch das Gebläse *F* angesaugt, in diesem gleichzeitig gewaschen und in einen zweiten Koksrieseler *G* gedrückt. Dieser wird mit weniger warmem Wasser beschickt, das mit 65° abfließt und sich im Behälter *H* sammelt; es wird durch die Pumpe *J* zurückgepumpt. Bei dieser Temperatur wird der Teer völlig ausgewaschen, so daß der dritte Rieseler *K*, der mit kaltem Wasser beschickt wird, nur als Kondensator und Kühler dient. Aus ihm wird das Gas mit 20° zu den Oefen oder zur Maschine entlassen, während das Waschwasser mit 40° in den Behälter *L* abläuft. Wegen des Rieselers *E* hat man im Behälter *C* einen erheblichen Wasserverbrauch, im Behälter *H* ist er weniger groß. Um die Temperaturen möglichst konstant zu halten, sind zur Beschaffung des Ersatzes alle drei Behälter *C, H, L* miteinander verbunden; das Wasser fließt aus *L* nach *H* und von hier nach *C*, was *L* zuviel erhält, geht durch den Ueberlauf *M* weg. Das aus *E* ablaufende Wasser wird dem dritten Behälter zugeführt.

In allen drei Behältern, die nach unten kegelförmig zulaufen, schlägt sich nun Teer nieder, der durch Ventile und eine gemeinschaftliche Rohrleitung *N* abgezogen wird.

Will man eine Sulfatgewinnung mit dem Generator verbinden, wie sie die Mondschen Anlagen haben, so hat man den Rieseler *G* durch einen solchen aus glasierten Ziegeln zu ersetzen, der mit Schwefelsäure berieselt wird, die, stetig umlaufend, das Ammoniak allmählich auswäscht und sich mit Sulfat anreichert, welches ebenso wie bei den Mondschen Anlagen abgeschieden wird. Wendet man solche Anlagen für Koks oder Anthrazit an, so läßt man den mittleren Rieseler, der ja zumeist der Ausscheidung des Teeres dient, fort. Man hat dann in der Anlage der Rieseler *B* und *E* eine Einrichtung zur Vorwärmung und Sättigung der Luft, während der Rieseler *K* dem gewöhnlich für diese Brennstoffe angewendeten entspricht.

Wegen der starken Wasserzufuhr wird, wie bei Mond, der Erzeuger sehr kalt gehen, das Gas also verhältnismäßig viel Kohlensäure und Wasserstoff, aber wenig Kohlenoxyd enthalten.

Zersetzt man die bei der Vergasung von fetten Kohlen entstehenden schweren Kohlenwasserstoffe indem man sie durch glühenden Brennstoff leitet, so entsteht Gas, das bei der Abkühlung keinen Teer mehr niederschlägt. Das hat schon vor einem halben Jahrhundert Ebelmen gemacht, indem er die im Schachtofen entstandenen Gase durch einen zweiten, mit glühenden Koks gefüllten Schacht leitete, ein Verfahren, das seither von Riché aufgenommen worden ist. Der Vergaser von Riché, Fig. 21[1]), ist insbesondre für Holzabfälle eingerichtet, aber auch für Anthrazit und Koks benutzbar. Er besteht aus zwei Schächten: der erste *a* ist Vorratrumpf für die Feuerung *b*, der zweite *c* ist mit Holzkohlen gefüllt und dient zur Reduktion der in der Feuerung gebildeten Kohlensäure. Die Teergase werden also durch die Feuerung gesaugt, verbrennen hier, das Gas geht dann durch die reduzierende Brennstoffsäule und wird in den Röhren *d* und *e* durch eingespritztes Wasser gewaschen.

Statt zwei aufeinander folgende Schächte anzuwenden,

Fig. 20.

Gaserzeugungsanlage für Splintkohle oder Lignit.

1 → Luft
2 → Gas
3 → Wasser

[1]) Génie civil 1901/2 S. 398.

Fig. 21. Vergaser von Riché.

kann man auch denselben Ofen für zweierlei Brennstoff benutzen. Fig. 22 gibt einen solchen nach Lencauchez[1]) wieder. Hier wird bei *a* eine langflammige Gaskohle, die 32 vH flüchtige Teile enthält, aufgegeben, bei *b* aber Kleinkoks aus Koksöfen oder Gaskoks. Das Wasser wird im Aschenfalle verdampft. Das Gas muß hier also die glühende Koksschicht durchstreichen; während die Schüröffnungen *c* und *d* ganz schwarzen Rauch liefern, gibt die Oeffnung *e* farbloses Gas. Diese Oefen sind aber nicht zur Erzeugung von Kraftgas bestimmt, sondern liefern das Heizgas für Glühöfen.

Man gebraucht hier 20 bis 25 vH Koks für 80 bis 75 vH Kohle.

Die neueren Sauggaserzeuger zur Vergasung bituminöser Brennstoffe beruhen alle auf dem Gedanken, die Kohle zunächst in Koks zu verwandeln und dann erst zu vergasen. Die bei ersterem Vorgang entstehenden Destillationsgase sind selbstverständlich teerbildend, man kann sie aber permanent machen, wenn man sie durch eine glühende Kohlenschicht leitet, und man kann dazu den Vergaser selbst benutzen.

Fig. 22. Ofen für zweierlei Brennstoff nach Lencauchez.

Sehr scharf ist dieser Gedanke im Erzeuger von Boutillier ausgebildet, Fig. 23[2]). Hier haben wir eine Retorte *a* mitten im Schachte, die also von den zu vergasenden Koks geheizt wird. Die in dieser Retorte gebildeten Gase werden durch die Oeffnungen *bb* in den Raum unter dem Roste gesaugt und also durch die Mischung mit der eintretenden Luft teils verbrannt, teils aber in der glühenden Kokssäule über dem Roste zersetzt; die bei der Verbrennung gebildete Kohlensäure wird beim Durchstreichen des Schachtes wieder zu Kohlenoxyd reduziert, das gebildete Wasser zerlegt. Die Koks aus der Retorte fallen in den Sammelraum *c*, werden hier abgezogen und bei *d* zur Beschickung des Schachtes verwandt.

Auch die schon früher in dieser Zeitschrift beschriebene Einrichtung von Crossley Brothers[1]) gehört hierher; sie ist für Braunkohle bestimmt. Im oberen Teile des Schachtes, Fig. 24, liegen drei Retorten *a*, die durch Schieber vom Gaskanale *b* absperrbar sind. Das entwickelte Gas gelangt durch die Rohrleitung *c* in das Feuer des Schachtes, und zwar durch die Mitte des Rostes. Die Luft wird im Mantel des Schachtes vorgewärmt und tritt bei *d* unter den Rost, der, wie man es übrigens öfter findet, drehbar ist und auf Kugeln läuft. Ist eine Retorte abgegast, so wird sie nach unten in den Schacht entleert, indem man den Füllkörper *e* senkt und zugleich dreht. Die Koks rutschen dann auf den Schraubenflächen des Füllkörpers herab und werden dabei zugleich zerkleinert. Das Gas wird bei *f* abgesaugt.

Eine ganze Reihe von Vorschlägen geht dahin, die Brennstoffsäule sehr hoch zu machen, das gebildete Gas in der Mitte der Höhe abzusaugen, den über dieser Stelle liegenden Brennstoff zu verkoken und die Destillationsgase durch eine besondere Leitung unter oder über den Rost zu schaffen, so daß sie die glühende Brennstoffsäule, welche auf diesem liegt, durchstreichen müssen. Im ersteren Falle werden sie zumeist verbrannt werden, im letzteren wird weniger eine Verbrennung, als vielmehr eine Zersetzung in permanente Gase eintreten.

Fig. 23. Gaserzeuger von Boutillier.

Fig. 24. Gaserzeuger von Crossley Brothers.

So ist z. B. der Gaserzeuger von Daniels für bituminöse Kohlen, gebaut von den Lightpill Iron Works, Stroud, Gloucestershire, eingerichtet[2]). Gemäß Fig. 25 bis 27 wird das Gas bei *a* abgesaugt; die sich im oberen Teile des Erzeugers bei *b* ansammelnden Destillationsgase fallen durch das Rohr *c* in das im Rostmittel liegende, mit Schlitzen versehene Rohr *d*, in das Dampf geblasen wird; es werden also die Destillationsgase gegen die von der Maschine im Erzeuger hervorgerufene Luftleere abgesaugt und in das Feuer gedrückt. Die Luft tritt auf dem gewöhnlichen Wege ein. Der Erzeuger bedarf also eines Dampfkessels.

Bei dem Erzeuger der Société française de Constructions mécaniques in Paris[2]), Fig. 28, geht das Gas auch bei *a* ab; die Destillationsgase, welche sich oben bei *b* bilden, werden durch ein Gebläse *c* und ein Rohr *d* oberhalb des Rostes in das Feuer gedrückt; Luft und Dampf treten, wie üblich, von unten durch den Rost.

[1]) Bull. de la Soc. de l'Ind. minérale 1904 S. 91.
[2]) Rev. méc. 1904 S. 481.

[1]) Z. 1904 S. 818.
[2]) Prakt. Masch.-Konstr. 1904 S. 155.

Fig. 25 bis 27. Gaserzeuger von Daniels.

Poetter dagegen führt, wie Fig. 29 bis 31[1]) zeigen, die bei b sich ansammelnden Destillationsgase mit Hülfe eines Dampfstrahles durch das Rohr cd unter den Rost, während die Luft durch ein besonderes Gebläse auf dem Wege ef zugeleitet wird. Die bei a abziehenden Gase heizen zunächst den hier erforderlichen Dampfkessel, in welchem sie Teer und Asche absondern,

Fig. 28. Gaserzeuger der Société française de Constructions mécaniques.

[1]) Rev. méc. 1904 S. 484.

und gehen dann durch Kühler, Wäscher, Koks- und Sägespänefilter zum Gasbehälter. In Johannesburg soll eine solche Anlage von nicht weniger als 15000 PS für Straßenbahnbetrieb und elektrische Beleuchtung vorhanden sein, welche vier Maschinen zu je 2000 und vier zu je 1000 PS umfaßt. 10 Erzeuger, 5 Dampfkessel, ein Wäscher, 10 Kühler, 8 Rieseler und ein Gasbehälter gehören dazu. 8 Erzeuger vergasen stündlich 6 t Kohle, die beiden andern stehen in Reserve. 1 kg Kohle soll etwa 1 cbm[1]) Gas von 1100 bis 1600 WE liefern, das die Zusammensetzung 0,6 bis 0,8 vH C_2H_4 + 1,8 bis 2,1 vH CH_4 + 11 bis 14 vH H + 30 bis 32 vH CO + 0,8 bis 1,5 vH CO_2 + 0,2 bis 3,2 vH O + 51 bis 52 vH N hat. Nach den bisher bekannt gewordenen Erfahrungen beim Bau von Generatoren für bituminöse Kohlen sollte man glauben, daß der Betrieb dieser Anlage große Schwierigkeiten bereiten müßte. Aber es ist

Fig. 29 bis 31. Gaserzeuger von Poetter.

allerdings nicht angegeben, was für ein Brennstoff dort vergast wird.

Der Generator von Fielding[2]), Fig. 32, stimmt mit dem oben betrachteten überein, nur ist hier der Füllschacht offen, was ja, solange die Maschine im Betrieb ist, kein Bedenken hat, aber bei Stillstand doch nicht ratsam sein möchte, obgleich ja, falls der natürliche Zug gut ist, keine Gefahr vorliegt, sondern nur, wenn dieser gestört wird.

[1]) Dies wird wohl ein Druckfehler sein und 4 heißen sollen.

[2]) Prakt. Masch. Konstr. 1904 S. 155.

Fig. 32.
Gaserzeuger von Fielding.

Eine Schwierigkeit dürfte bei allen diesen Anordnungen darin zu finden sein, daß das Absaugen des Gases durch die Maschine und das Absaugen der Destillationsgase gewissermaßen im Widerstreit gegeneinander stattfinden, also genau zu regeln sind, damit nicht entweder die Destillationsgase nach unten oder Maschinengas nach oben gesaugt wird.

Die Firma Julius Pintsch scheint mit einer derartigen Anordnung gute Erfolge erzielt zu haben. Sie hält ihrer Erfahrung nach für wichtig, daß man backende Kohle und Kohlengrus vermeidet und die Destillationsgase unter dem Roste vollständig verbrennt. Ein Verlust ist damit kaum verbunden, da die entstandene Kohlensäure beim Durchstreichen der Brennstoffschicht zu Kohlenoxyd reduziert und der entstandene Wasserdampf zerlegt wird.

Man könnte übrigens solche Gaserzeuger auch als reine Sauggasapparate bauen, wenn man den Unterdruck an der Stelle, wo das Gas abgesaugt wird, und die Höhe der Brennstoffsäule über dieser Stelle so wählte, daß der richtige Weg der Destillationsgase gesichert ist. Das ist z. B. bei dem Torfgaserzeuger von Gebr. Körting, der später beschrieben werden wird, so gemacht.

Auf andrer Grundlage beruht der in Z. 1904 S. 311 beschriebene Ringgenerator von Jahns. Hier sind vier Erzeuger zu einer Gruppe zusammengefaßt; sie werden nacheinander in Betrieb genommen, und zwar so, daß die von den beiden jüngsten kommenden Gase durch den nächst älteren, welcher schon gut durchgebrannt ist, geleitet werden. In diesem findet also keine Verkokung mehr statt, sondern gute Vergasung und daneben Zersetzung der in den Gasen der jüngeren Erzeuger enthaltenen schweren Kohlenwasserstoffe. Der vierte Erzeuger, der älteste, dessen Brennstoffmenge nicht mehr genügt, um diese Arbeit durchzuführen, wird anfangs gleichfalls an den dritten geschlossen, nach völliger Erschöpfung aber abgestellt, gereinigt und neu gefüllt. Er schließt sich dann als jüngster der Reihe wieder an, in der jeder um eine Nummer vorrückt. Mit dieser Einrichtung, welche von der Maschinenbau-A.-G. Union in Essen ausgeführt wird, sollen recht gute Erfahrungen gemacht und die minderwertigsten Kohlen, ja Klaubberge, verarbeitet sein.

Fig. 33.
Doppelgenerator von Lencauchez.

Eine andre Arbeitsweise zur Erreichung desselben Zieles mit einfacheren Mitteln zeigen die sogenannten Doppelgeneratoren mit oben und unten glühender Brennstoffschicht, die wohl aus den Vergasern mit umgekehrter Verbrennung[1]) hervorgegangen sind. Bei diesen will man die teerbildenden Gase dadurch beseitigen, daß man die Kohle oben aufschüttet und das Gas unten abzieht. Die Doppelgeneratoren brennen dagegen oben und unten, während das Gas in halber Höhe abgezogen wird.

[1]) Z. 1904 S. 819.

Einen solchen Doppelgenerator beschreibt Lencauchez[1]). Der Schacht besteht hier aus drei übereinander angeordneten konischen Teilen. Der obere dient als Vorratraum, im mittleren brennt das Feuer oben, im unteren brennt es unten. Die Führung der Luft geht aus Fig. 33 ohne weiteres hervor; das oben entstehende, stark teerhaltige Gas wird durch die obere Brennschicht gesaugt und dabei der Teer verbrannt, die oben gebildeten Koks werden unten in gewöhnlicher Weise vergast, das in der Mitte abgesaugte Gas ist also eine Mischung des von oben kommenden Siemens-Gases und des von unten kommenden Dowson-Gases.

Dieser Vergaser ist für katalonischen Lignit angewendet, wovon 1 t 60 kg Teer liefert; der Brennstoff hat nur 7 bis 10 vH Asche und etwa 40 vH flüchtige Bestandteile, darunter 10 vH Wasser.

Fig. 34.
Vergaser von Fichet & Heurty.

Noch deutlicher wird die Arbeitweise bei Betrachtung des Vergasers von Fichet & Heurty in Paris[2]). Die Kohle wird in dem eingehängten Rumpf a, Fig. 34, destilliert, unter dem die oben glühende obere Brennstoffsäule b liegt. Luft tritt in den den Rumpf durchdringenden Raum c und den ihn umgebenden Raum d; die Destillationsgase gelangen durch die kleinen Oeffnungen des Rumpfes aus a nach c und d und verbrennen hier über der glühenden Schicht. Die Verbrennungserzeugnisse werden beim Durchdringen der oberen Brennstoffsäule b zerlegt und bei e abgesaugt. Die in a gebildeten Koks glühen oben in b, erlöschen beim Niedersinken und bilden die untere Brennstoffsäule f, welche über dem Rost, an dessen Stelle hier die drehbare Stützplatte g tritt, brennt. Das Dampfluftgemisch

[1]) Bull. de la Société de l'Industrie minérale 1904 S. 82.
[2]) Engng. 1905 II S. 261.

tritt bei *h* ein, durchdringt die untere Brennstoffsäule, verwandelt sich dabei in Heizgas und wird gleichfalls bei *e* abgesaugt.

Der Doppelgenerator der Gasmotorenfabrik Deutz ist in Fig. 35 dargestellt. Er unterscheidet sich von dem vorigen dadurch, daß er über der oberen Brennzone keinen luftdicht abgeschlossenen Vorratraum hat und deshalb auch keiner besondern Luftzuführung zu dieser bedarf. In seinem unteren

der Generator als Ofen weiterbrennt. Daß die Verbindung zwischen Vergaser und Rieseler irgendwie absperrbar sein muß, ist selbstverständlich.

Alle diese Gaserzeuger für Steinkohlen scheinen indes recht befriedigende Ergebnisse noch nicht zu liefern. Dagegen führen sich solche für Braunkohlen und Torf gut ein; Verstopfungen im Ofen treten hier nicht auf, und der Braunkohlenteer wirkt weniger schädlich.

Fig. 35.

Doppelgenerator der Gasmotorenfabrik Deutz.

Teil ist er ein gewöhnlicher Dowson-Gasgenerator mit nach unten erweitertem Schacht und Verdunstungsschale. Die angesaugte Luft tritt bei *a* in diese und geht, mit Wasserdampf beladen, durch das Rohr *b* unter den Rost; das gebildete Gas wird bei *c* abgesaugt. Um nun backende, fette Kohle verwenden zu können, verkokt man diese in dem oberen Teile des Generators. Hier brennt das Feuer, das von oben beschickt wird. Die Beschickung wird entgast, die entstehenden Gase werden durch das Feuer und die darunter befindliche Säule bereits entgasten Brennstoffes gesaugt, so beständig gemacht und bei *c* gemeinschaftlich mit den dem unteren Teile des Generators entstammenden Gasen abgesaugt, also völlig mit diesen gemischt. Der Brennstoff wird hiernach oben entzündet, sinkt durch die brennende Schicht und erlischt dann wieder; er gelangt als Koks in den unteren Schacht.

Es entsteht somit oben Siemens-Gas, das keine schweren Kohlenwasserstoffe mehr enthält, sondern hauptsächlich aus Kohlenoxyd und Stickstoff besteht; man wird also unten reichlich viel Wasserstoff zu erzeugen suchen, um nicht allzu armes Gas zu erhalten. Das Erzeugnis ist teerfrei und bedarf der Reinigung nur in demselben Grade wie Dowson-Gas; man kommt demnach mit einem Koksrieseler aus. Da aber die Maschine offenbar viel stärkere Saugarbeit zu leisten haben wird als bei gewöhnlichen Sauggaserzeugern, so schaltet man hinter dem Rieseler ein Gebläse ein, welches das Gas während des richtigen Ganges durch eine Vorlage in einen Druckregler leitet, aus dem es die Maschine entnimmt; während des Anheizens aber arbeitet das Gebläse zum Schornstein hinaus. Es muß also unabhängig von der Maschine angetrieben werden. Die Gaserzeugung wird wie bei Dowson-Gasanlagen durch die Bewegung der Gasglocke geregelt, die mittels eines Seilzuges eine Drosselklappe des Gebläses verstellt.

Die obere Feuerung ist offen; während des Stillstandes wird ein eiserner Schornstein auf sie herabgesenkt, so daß

Auf der Ausstellung in Düsseldorf 1902 führte die Gasmotorenfabrik Deutz eine Braunkohlengasanlage im Betriebe vor, in der rohe Braunkohle verarbeitet wurde[1]). Diese Anlage hat sich auch später gut bewährt, obwohl Staub und

[1]) Z. 1902 S. 1491.

Fig. 36 und 37.

Sauggaserzeuger von Gebr. Körting.

Teer immer etwas unbequem sind, wenngleich die Maschine nicht darunter zu leiden hat. Insbesondre ist das ablaufende Waschwasser sehr schmutzig und übelriechend; seine Beseitigung macht an vielen Orten Schwierigkeiten. Das hat man neuerdings zu vermeiden gesucht, indem man statt roher Kohle Kohlenziegel verarbeitet. Allerdings muß man, da diese aus roher getrockneter Kohle gepreßt werden, nunmehr bei besseren Sorten Dampf zuführen, was bekanntlich bei hinreichend feuchter Kohle gewöhnlich nicht nötig ist.

Die Düsseldorfer Anlage und die späteren gleichartigen arbeiteten mit Ueberdruck. Sie hatten eine sehr hohe Brennstoffsäule, die einen entsprechend großen Winddruck erfordert, welchen man der Maschine zu erzeugen nicht zumuten mag. Die Gase ziehen mit nur 70 bis 80° ab, so daß sich also der unten überschüssige, nicht zersetzte Wasserdampf schon in der Brennstoffsäule niederschlägt, seine latente Wärme somit gespart wird. Die Anlagen haben einen außergewöhnlich hohen Wirkungsgrad; E. Meyer hat bei einer solchen von 70 PS, die mit sehr geringwertiger Kohle von 2190 WE/kg arbeitete, 85 vH festgestellt. Wie Braunkohle läßt sich auch Torf vergasen, selbst solcher mit 50 vH Wasser. Die Deutzer Fabrik teilt die untenstehenden Ergebnisse mit.

Gleichfalls für lose Braunkohle bestimmt ist der Sauggaserzeuger von Gebr. Körting, Fig. 36 und 37.

Um die obere brennende Schicht immer in derselben Höhe erhalten zu können und doch eine erhebliche Vorratsfüllung zu haben, ist der Fülltrichter *a* unten in mehrere schmale Kanäle *bb* zerlegt. Durch die Oeffnungen *ee* tritt die erforderliche Verbrennungsluft zu; um den Abzug der Schwelgase zu befördern, sind die Wandungen der Kanäle *bb* nach Bedarf teilweise rostartig durchbrochen. Wie bei an-

Fig. 38.

Doppelgenerator für Braunkohlen der Gasmotorenfabrik Deutz.

Fig. 39 bis 41.

Anlage der Gasmotorenfabrik Deutz auf der Lütticher Ausstellung.

Zusammensetzung	C	H	O + N	S	Asche	H_2O	Heizwert des Torfes WE/kg	Gasausbeute cbm/kg	Heizwert des Gases WE/cbm	Wirkungsgrad vH
Stichtorf aus Hannover	41,5	3,9	18,8	0,2	3,3	32,3	3600	1,86	1430	74,5
Torf aus Giengen i/Br.	30,3	2,7	17,6	0,2	4,8	44,4	2390	1,32	1350	74,5

dern Doppelgeneratoren für Braunkohlen gehen die Schwelgase durch die glühende Schicht zum Abzugkanal d und mischen sich hier mit dem von unten aufsteigenden Gasstrome. Da die Kohle meist sehr feucht ist, so braucht kein Dampf zugeführt zu werden; etwas Wasser im Aschenfalle genügt.

Fig. 42. Gaserzeuger der Maschinenfabrik G. Luther.

Die neuesten Deutzer Sauggasanlagen für Braunkohlen werden mit Kohlenziegeln und Doppelgeneratoren betrieben. Sie sind entweder mit einem Gebläse hinter dem Rieseler versehen, arbeiten also im Gaserzeuger mit Unterdruck und nach der Maschine mit Ueberdruck, oder es sind reine Unterdruckanlagen ohne Gebläse. Sie erfordern keine besondern Reinigungsanlagen, sondern nur einen Staubsack und einen Rieseler.

Die durch Fig. 38 erläuterte Einrichtung stimmt ganz mit dem Doppelgenerator für Steinkohle überein, nur fehlt der Verdampfer. Ist die Kohle zu trocken, so kann man die Luft leicht etwas anfeuchten. Diese tritt also oben und unten bei a und b ein, das Gas entweicht bei c, d und e sind Stochlöcher. f ist ein als Staubsack dienender Wasserverschluß mit Ueberlauf. Hinter dem Rieseler steht das Gebläse g, das nur bei entsprechender Stellung des Dreiwegehahnes h in Tätigkeit tritt und während des Anblasens in den Schornstein arbeitet. Während des Betriebes wird es stillgesetzt, die Maschine saugt das Gas an. Der Stoßreiniger i ist schon früher erwähnt worden.

Die Deutzer Firma teilt folgende Ergebnisse mit, welche bei Abnahme durch die zuständigen Dampfkessel-Revisionsvereine gewonnen worden sind:

		Elektrizitätswerk Zeitz		Kohlreppwerk Meißen	
		I	II	I	II
Versuchsdauer	st	9	9	8	3
Belastung	KW	111,3	65,1	—	—
»	PS_e	170	102,8	66,3	99,8
Kohlenziegelverbrauch	kg/PS_e-st	0,575	0,600	0,544	0,501
Heizwert	WE/kg	5100	5100	5112	5112
Wärmeaufwand	WE/PS_e-st	2930	3060	2780	2560

Fig. 39 bis 41 zeigen die von der Gasmotorenfabrik Deutz in Lüttich ausgestellte Anlage. Es ist A der Gaserzeuger, B der Staubsack, C der Rieseler, D das vom Elektromotor E angetriebene Gebläse und F der Stoßreiniger.

Der Schachtdeckel a des Erzeugers ist fahrbar; die Leitung b zum Dache hinaus ermöglicht dem Erzeuger, während des Stillstandes der Maschine fortzubrennen. c ist die Gasleitung zur Maschine. Das Gebläse kann aber mit Hülfe der Dreiwegehähne d und e und der Umgehungsleitung f ausgeschaltet und die Anlage zur reinen Sauggasanlage gemacht werden. Die an den Hahn e geschlossene Leitung g dient zur Inbetriebsetzung. Sie steht durch den Hahn h mit der Gasleitung c in Verbindung. Dieser Hahn wird geöffnet, wenn die Maschine außer Betrieb ist.

Der für Braunkohlenziegel bestimmte Gaserzeuger der Maschinenfabrik G. Luther in Braunschweig, Fig 42, unterscheidet sich wesentlich von den bisher beschriebenen dadurch, daß sowohl in die obere, als auch in die untere glühende Schicht Luft und Dampf gesaugt werden. Die Destillation der Kohle erfolgt im Vorratraum a oberhalb der glühenden Schicht b, Luft und Dampf werden bei c zugeführt, das Gas wird in halber Höhe der Brennstoffsäule bei d entnommen. Es wirkt also hier die obere glühende Schicht ebenso wie die untere; die Verkokung geschieht oberhalb der

Fig. 43 bis 45. Doppelgenerator für Torfvergasung von Gebr. Körting.

Schnitt A-B.

ersteren, und die Destillationsgase gehen durch die obere glühende Schicht. Da demnach hier oben kein Siemens-Gas, sondern, wie unten, Dowson-Gas gebildet wird, so wird der Erzeuger reicheres Gas liefern. Der Dampfkessel entspricht der Taylorschen Anordnung; nur ist er nicht als Röhrenkessel ausgebildet, sondern als Verdampferschale mit großer Heizfläche. Gereinigt wird das Gas durch Koksrieseler und Sägespänekasten.

Der von Gebr. Körting gebaute Doppelgenerator für Torf-

vergasung ist aus Fig. 43 bis 45 ersichtlich. Der Schacht besteht aus 2 Teilen; der weitere, obere ist mit zwei Etagenrosten *aa* versehen, der engere, untere mit dem gewöhnlichen Planrost *b*. Ist der Ofen im Betriebe, so brennt also der Torf auf dem Etagenrost am Rande der Brennstoffsäule. Der in der Mitte des Schachtes befindliche brennt aber nicht, sondern sinkt allmählich nieder und wird nur verkohlt; die entstehenden Schwelgase werden durch das rostartige Rohr *c* in der Mitte abgefangen und durch das Rohr *d* unter den Planrost geleitet, steigen dann durch die brennende Schicht auf diesem Rost und die darüber liegende Koksschicht auf und werden bei *e* abgeführt. Ein Gebläse, das die Schwelgase nach unten führt, ist nicht vorhanden; vielmehr wird durch Drosselung der unter den Planrost tretenden Luft ein Unterdruck erzeugt, der sie herabzieht. Daß sie nicht durch die Torfsäule, sondern durch das Rohr *d* gehen, wird durch die Abmessungen des Schachtes bewirkt. Dieser ist bei *f* wesentlich verengt und wird nach unten allmählich wieder weiter; durch die Verengung wird ein so starker Widerstand erzeugt, daß die Schwelgase den bequemeren Weg durch das Rohr *d* vorziehen. Die geringen Mengen von Schwelgas, welche etwa nichtsdestoweniger mit den herabsinkenden Torfkoks nach unten gelangen, spielen keine Rolle.

Die Zusammensetzung des Gases wird wie folgt angegeben:

$$0{,}14\,CO_2 + 0{,}04\,CH_4 + 0{,}15\,CO + 0{,}10\,H + 0{,}57\,N,$$

der Heizwert dürfte also reichlich 1200 WE/cbm sein.

Der Wirkungsgrad dieser Erzeuger soll 75 vH betragen.

Die technischen Einrichtungen des Warenhauses Hermann Tietz in München.

Von Ingenieur **Julius Weil**, München.

Am 14. März d. Js. ist das neue von der Firma Heilmann & Littmann in München erbaute Warenhaus Hermann Tietz seiner Bestimmung übergeben worden, ein aus Kellergeschoß, Fig. 1, Erdgeschoß, Fig. 2, und 4 Obergeschossen bestehender, eine Fläche von 3800 qm bedeckender Bau, der in der knappen Zeit von 12 Monaten aufgeführt worden ist. Diese Bauzeit erscheint um so kürzer, als die Bauausführung durch vielerlei Schwierigkeiten gehemmt war, die nicht allein auf architektonischem Gebiet lagen; vielmehr hatte auch die Ausgestaltung der technischen Einrichtungen, insbesondre der Kraftanlage, gegen erhebliche Widerstände zu kämpfen.

Daß für die technischen Einrichtungen nur elektrische Energie zur Anwendung kommen könne, war von Anfang an außer Zweifel. Die Frage aber, auf welchem Wege diese Energie gewonnen werden sollte, war nicht so schnell gelöst.

Da dem Bauherrn die Entnahme der Elektrizität aus dem städtischen Leitungsnetz zu kostspielig erschien, handelte es sich nur um die Wahl der geeignetsten Motoren für die eigene Kraftanlage. Nachdem man sich für Diesel-Motoren entschieden hatte, wurde aber von den städtischen Behörden aus feuerpolizeilichen Gründen Einspruch erhoben. Wenn nun auch anzuerkennen ist, daß solche Gesichtspunkte bei Warenhäusern die weitestgehende Rücksicht verlangen müssen, so erschien doch eine Ablehnung der Diesel-Motoren aus diesem Anlaß den Unternehmern ohne jede Berechtigung, um so mehr, als die Maschinenfabrik Augsburg bereits Diesel-Motoren von zusammen rd. 1000 PS für 5 große Warenhäuser geliefert oder in Auftrag hat. Demgemäß wurde vom Bayrischen Revisionsverein ein Gutachten eingezogen, welches sich dahin aussprach, daß durch den Betrieb von Diesel-Motoren weder für das betreffende Warenhaus noch für die benachbarten Grundstücke die Feuersgefahr vermehrt wird. Es wurde sodann auch die Anlage einer eigenen Kraftstation mit 4 Diesel-Motoren genehmigt und ausgeführt.

Das Kraftwerk.

Die Kraftanlage ist in einer Ecke des Kellergeschosses untergebracht, s. Fig. 1. Aufgestellt sind darin 4 Diesel-Motoren, Fig. 3 bis 6, von je 200 PS_e Normalleistung und 240 PS_e größter Leistung bei 160 Uml./min, die mit Gleichstromdynamos der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, von 132 KW bei 220 V gekuppelt sind. Drei dieser Motoren unterhalten den ständigen Betrieb zur Erzeugung von Licht und Kraft für die Personen- und Warenaufzüge, während der vierte Maschinensatz als Reserve dient.

Jeder Motor hat 2 Arbeitzylinder von 450 mm Dmr. und 650 mm Hub. Die Kurbeln sind so versetzt, daß auf jede Umdrehung ein Arbeitshub kommt. Die Schwungmassen sind auf 2 Räder verteilt; der Ungleichförmigkeitsgrad beträgt 1/140.

Zum Ingangsetzen der Motoren dient Druckluft, die in vier flußeisernen Gefäßen von je 330 ltr Inhalt unter 50 bis 55 at Pressung aufgespeichert ist. Diese Anlaßgefäße sind durch Rohrleitungen untereinander verbunden, so daß jedes von ihnen im Bedarfsfalle von jedem Motor aus nachgefüllt werden kann.

Auch der Brennstoff wird mit Hülfe von Druckluft eingeblasen, die für jeden Motor in einem zweiten Gefäße von 85 ltr Inhalt unter rd. 50 at Pressung aufbewahrt wird. Sämtliche Luftbehälter sind mit 100 at Probedruck amtlich geprüft. Die Einblasegefäße sind mit den Anlaßgefäßen durch Rohrleitungen verbunden und mit Sicherheitsventilen versehen. Die Druckluft für die beiden genannten Zwecke wird von 2 Luftpumpen an jedem Motor erzeugt.

Zur Speisung der Diesel-Motoren dient ausschließlich flüssiger Brennstoff. Es eignen sich dazu fast alle, insbesondre auch schwer entzündliche Mineralöle; in Deutschland

Fig. 1. Kellergeschoß.

werden hauptsächlich verwendet: Mittelöl, die zwischen Lampenpetroleum und Schmieröl liegende Destillationsfraktion vom spez. Gewicht 0,830 bis 0,880, und Destillationsprodukte aus Braunkohlenteer vom spez. Gewicht 0,830 bis 0,900 (Solaröl, Paraffinöl usw.). Der Entflammungspunkt dieser Oele liegt zwischen 60° bis 130° C. Im vorliegenden Falle ist Paraffinöl von der Sächsisch-Thüringischen Braunkohlen-Industrie mit einem spez. Gewicht von 0,880 bis 0,900 und einem Heizwert von rd. 9800 WE/kg zur Verwendung gelangt. Der Entflammungspunkt dieses Brennstoffes liegt bei 133° C.

Benzin und Spiritus werden für Diesel-Motoren nicht verwendet; auch Lampenpetroleum ist des hohen Preises wegen nahezu ausgeschlossen.

Der Bedarf an Brennstoff, welcher rd. 2 cbm pro Tag beträgt, muß nach den behördlich getroffenen Bestimmungen täglich in einem Straßen-Tankwagen angeliefert und mittels einer im Maschinenraum untergebrachten, elektrisch angetriebenen Pumpe in die beiden Hauptbehälter, Fig. 4, gefördert werden. Die Behälter sind verschlossen und feuerfest verschalt. Aus ihnen fließt der Brennstoff durch Rohrleitungen ununterbrochen in die Filtriergefäße und von da zu den Motoren. Zur Ueberwachung des Brennstoffverbrauches ist für jeden Motor ein aufzeichnendes Meßgerät in die Leitung eingeschaltet.

Jeder Motor ist mit zwei Schalldämpfern ausgerüstet, die unmittelbar neben dem Maschinenraum in einem Kanal aufgestellt sind, Fig. 5 und 6. Aus ihnen gelangen die Auspuffgase durch 27 m lange Leitungen über Dach ins Freie; infolge der vollkommenen Verbrennung sind sie nahezu geruchlos, unsichtbar und ohne Rückstände.

Das Kühlwasser für die Zylinder wird der städtischen Leitung entnommen und fließt in die städtischen Kanäle ab. Der Verbrauch stellt sich bei einer Zuflußtemperatur von 10° C und einer Abflußtemperatur von 70° C auf 10 ltr pro PS_e-st. Im vorliegenden Falle ist die Abflußtemperatur des Kühlwassers allerdings mit 30° C vorgeschrieben, so daß sich der Verbrauch auf 30 ltr/PS_e-st steigert. Zur Kontrolle der Abflußtemperatur des Kühlwassers sind an jedem Zylinder elektrisch signalisierende Thermometer eingebaut, die zugleich auf einer Tafel die Nummer des Zylinders, an welchem die Temperatur gestiegen ist, anzeigen.

Die Schmierung der Maschinen ist vollständig zentralisiert. Das abfließende Schmieröl wird gesammelt, selbsttätig gereinigt und wieder verwendet.

Zur besseren und bequemeren Bedienung sind die Motoren durch eine lange Galerie untereinander verbunden.

Die vier Motoren stehen auf einem gemeinschaftlichen Block aus Stampfbeton vom Mischungsverhältnis 1 : 6. Dieser Block ruht auf einer Eisenfilzunterlage von der Adlershofer Eisenfilzfabrik A.-G. in Adlershof bei Berlin und ist von den Gebäudemauern durch Luftschlitze getrennt, die nur an

Fig. 2. Erdgeschoß.

wenigen Stellen unterbrochen sind. Diese kleinen Berührungsflächen, die nicht umgangen werden konnten, sind mit Korkstein von Grünzweig & Hartmann in Ludwigshafen isoliert. Damit sind alle Erschütterungen vollkommen beseitigt.

Der Maschinenraum wird durch einen auf dem Dachboden aufgestellten Ventilator entlüftet, der durch einen Elektromotor von 3 PS angetrieben wird. Er saugt die frische Luft von außen durch die Fenster in das Maschinenhaus, von wo sie durch zwei vergitterte, mit Schieber versehene Oeffnungen nach dem unterirdischen Kanal für die Schalldämpfer und weiter durch den Schacht für die Auspuffleitungen ins Freie gelangt.

Da der höchste Bedarf nur rd. 650 KW beträgt, ist Reserve in Höhe einer Maschinenleistung vorhanden.

Die Schalttafel besteht aus 6 Feldern, nämlich 4 Feldern für die Maschine, einem für die Akkumulatoren und einem für die Verteilung. Die Akkumulatoren mußten aus örtlichen Rücksichten rd. 50 m von der Schalttafel entfernt aufgestellt werden. Es ist daher ein auf Lade- und Entladeseite selbsttätig wirkender Zellenschalter gewählt. Die Kabel zur Verbindung mit der Hauptschalttafel sind im Heizkanal verlegt. Mit Rücksicht auf die Beleuchtung mit Nernst-Lampen — s. weiter unten — ist hier von der üblichen Art, von Kontakt zu Kontakt 2 Zellen abzuschalten, abgewichen und zwischen die hauptsächlich zur Regelung dienenden Kontakte je eine

Fig. 3. Maschinenraum.

Geräusch, Geruch oder irgend welche Belästigung ist weder innerhalb des Warenhauses noch außerhalb desselben wahrnehmbar.

Zur Unterstützung der Maschinenanlage und zugleich zum Ausgleich der großen Stromschwankungen, die der Betrieb der elektrischen Aufzüge mit sich bringt, ist eine Akkumulatorenbatterie, Bauart Tudor-Hagen, von 128 Elementen mit einer Leistungsfähigkeit von 1944 Amp-st aufgestellt; außerdem ist noch zur Reserve ein Anschluß an die Städtischen Elektrizitätswerke vorgesehen, dem bis 500 Amp bei 220 V entnommen werden können. Zur Kraftleistung stehen mithin zur Verfügung:

4 Dynamos zu 132 KW	528 KW
Akkumulatoren während 3 Stunden	142 »
Stadtanschluß	110 »
	780 KW.

Zelle gelegt. Der Zellenschalter hat aus diesem Grunde 34 Kontakte und damit eine Gesamtlänge von etwa 4 m. Sämtliche Zähler, Verteilsicherungen und Schalthebel befinden sich auf einer zweiten Schalttafel hinter der ersten, und von hier aus zweigen die 23 Hauptleitungen nach den verschiedenen Speisepunkten ab. Diese Hauptleitungen sind als eisenbandarmierte Kabel zum Teil in die Heizkanäle, zum Teil in eigene Kanäle gelegt. Bemerkenswert ist noch, daß in sämtliche Speiseleitungen Shunts eingebaut sind, die an einen Umschalt-Ampere-Messer angeschlossen sind. Jederzeit kann also der Strombedarf der Hauptleitungen kontrolliert werden.

Die Lichtanlage.

Beim Entwurf der Lichtanlage war als wichtigste Frage zu entscheiden, welche Beleuchtungsart für die Verkaufräume zur Verwendung gelangen sollte. Es war die Aufgabe gestellt, einerseits die Betriebskosten möglichst gering zu machen,

Fig. 4 bis 6. Kraftwerk mit Diesel-Motoren.

anderseits eine Beleuchtung zu schaffen, welche die Farben gegenüber dem natürlichen Licht nicht ändert; endlich war auch eine gute, gleichmäßige Lichtverteilung anzustreben.

Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte mußte das gewöhnliche Glühlicht ausscheiden. Bogenlicht und Nernst-Licht erwiesen sich als gleich geeignet; doch wurde schließlich der Nernst-Lampe der Vorzug gegeben, hauptsächlich wegen des milden Lichtes und der zierlichen Form der Beleuchtungskörper. Damit gelangte die Nernst-Lampe zum ersten Male in München in größerem Umfange zur Verwendung. Für die übrigen Räume wurde je nach ihrem Zweck Glüh-, Bogen- oder Nernst-Licht vorgesehen.

Die Beleuchtungsanlage der Verkaufräume umfaßt 2296 Nernst-Lampen und 195 Steckkontakte; dazu kommen für Schaufenster und Eingänge 48 Bogenlampen zu 10 Amp und für die Frontbeleuchtung 1880 Glühlampen zu 10 NK. Für Bureau- und Lagerräume sind 940 Glühlampen verschiedener Kerzenstärke, 44 Bogenlampen zu 6 Amp und 95 Steckkontakte vorhanden.

Die Verkaufräume werden durch Säulen und Querbalken in Felder von je 25,5 qm zerlegt; in jedem solchen Felde sind 2 Nernst-Lampen zu 1 Amp und 4 zu 1/4 Amp angebracht. Damit wird eine Helligkeit von 15,0 NK/qm bei einem Verbrauch von 26,0 Watt erzielt.

Die Eingänge werden durch Flammenbogenlampen zu 10 Amp beleuchtet, ebenso die Schaufenster. Die Lampen der letzteren sind im Innern in besondern Glasabschlüssen angebracht.

Der Lichthof wird im dritten Stockwerk durch einen Kranz von 170 Nernst-Lampen, in der Höhe des zweiten Stockwerkes durch 10 Wandleuchter mit je 5 großen Nernst-Lampen und im Erdgeschoß mit 14 solchen Lampen beleuchtet.

Besonderes Augenmerk ist auf die äußere Erscheinung des Bauwerkes bei Dunkelheit gelegt. Da man zu der Ueberzeugung kam, daß es unmöglich sei, so große Baumassen mit künstlichem Licht von außen her zu wirkungsvoller Erscheinung zu bringen, wählte man eine ausgedehnte Beleuchtung von innen. An jedem Fenster der Fassade sind eine Reihe Glühlampen angebracht, und zwar für das ganze Gebäude 1880 Lampen zu 10 NK; mit Hülfe besonderer Abzweigklötzchen ist die Einrichtung getroffen, daß jede Lampe einzeln abgeschaltet werden kann. Auf diese Weise zeigt sich die Flächenteilung der Fassaden bei Nacht im umgekehrten Sinne wie bei Tage.

Alle Leitungen sind als Gummiaderleitungen in Stahlpanzerrohr verlegt.

Die einzelnen Schalttafeln für Licht sind in der Nähe der Treppen leicht zugänglich angebracht; getrennt von ihnen sind diejenigen für Notbeleuchtung. Die Schaltvorrichtungen für letztere befinden sich im Maschinenhaus, so daß sie nur vom Maschinenmeister bedient werden können.

Die Schwachstromanlage

besteht aus einer Telephoneinrichtung, einer Uhrenanlage, einem Feuermelder und einer Feueralarmeinrichtung.

Die Telephonanlage enthält 32 Telephonstationen mit Induktionsanruf, die mit einem Zentralumschalter für 35 Sprechstellen in Verbindung stehen. Die Leitungen sind für sich in Isolierrohren verlegt.

Die Uhrenanlage besteht aus einer im Privatkontor befindlichen Normaluhr mit Minutenkontaktvorrichtung, durch welche die elektrischen Zeigerwerke, die in den Bureaus und den Verkaufräumen untergebracht sind, in Betrieb gesetzt werden.

Die ungeheure Gefahr selbst eines unbedeutenden Brandes in einem Warenhause hat Veranlassung gegeben, alle Maßregeln wahrzunehmen, die einen Brand zu verhüten oder sofort zu unterdrücken geeignet sind. In erster Linie mußte natürlich der ganze Bau möglichst feuersicher angelegt und daneben mit zahlreichen leicht auffindbaren und rasch erreichbaren Ausgängen und dergl. versehen sein. Aber auch in bezug auf Feuerlösch- und Alarmeinrichtungen ist alles berücksichtigt worden, was die Technik bis heute geschaffen hat. Im ganzen Hause befindet sich keine Lichtquelle mit offener Flamme; Rauchen ist selbstverständlich verboten. Ferner ist eine ständige Feuerwache im Hause untergebracht, der reichliche Feuerlöscheinrichtungen zur Verfügung stehen.

Zum Melden eines Brandes dienen 32 Feuermeldedrücker in den einzelnen Geschossen. Sie stehen im Feuermeldezimmer und in der Personalabteilung im vierten Stock je mit einer Glocke und einer Signaltafel in Verbindung, die durch

den Fall einer Klappe die Stelle anzeigt, von der aus das Feuer gemeldet worden ist.

Diese Anlage hat den Zweck, kleine örtliche Brandgefahren ohne Alarmierung der gesamten Räume anzuzeigen.

Außerdem ist für ein rasch um sich greifendes Feuer, das Menschenleben gefährden könnte, eine allgemeine Alarmvorrichtung vorgesehen; sie besteht aus ebenfalls 32 Feueralarmdrückern, die unter den Meldern sitzen, und 23 Alarmläutwerken, welche in den einzelnen Stockwerken verteilt sind. Sobald die Glasscheibe eines Drückers eingeschlagen ist, ertönen diese Läutwerke im ganzen Hause solange, bis sie vom Feuerwachzimmer aus abgestellt werden.

Diese Anlage ist von August Neumüller in München ausgeführt worden.

Die Personen- und Warenaufzüge.

Den Verkehr vermitteln 11 von Carl Flohr, Berlin, ausgeführte Aufzüge, von denen 6 lediglich für Personenbeförderung, 4 für Personen- und Lastenbeförderung dienen. Ein Aufzug mit großer Geschwindigkeit wird nur für Pakete benutzt; vergl. den Grundriß Fig. 2.

Die Personenaufzüge sind für 900 kg, d. h. 12 Personen Nutzlast, die Lastenaufzüge für 1000 kg gebaut; erstere fahren mit 1 m, letztere mit 60 cm/sk Geschwindigkeit. Alle sind mit Flohrscher elektrischer Hebelsteuerung ausgerüstet. 3 Lastenaufzüge haben Flohrsche Druckknopfsteuerung.

Bemerkenswert sind 2 Spindelaufzüge, bei denen jegliche Tragseile vermieden sind; die Lasten werden vielmehr mittels einer Stahlspindel, auf die der Fahrkorb aufgesetzt ist, vom Keller zum Erdgeschoß gehoben.

In geschickter Weise sind die Maschinen für alle 6 bei einander liegenden Aufzüge, s. Fig. 2, in einem Raum untergebracht, ohne daß zu übermäßigen Seilablenkungen hätte gegriffen werden müssen. Dieser Raum liegt 3 m unter dem Kellerfußboden. Alle Maschinenfundamente sind mit Filz unterlegt.

Die Räume für die oberen Seilrollengerüste sind mindestens 1,80 m hoch, mit Tageslicht erleuchtet und leicht zugänglich.

Die Vertikaldrücke dieser Rollengerüste werden ohne Unterstützung an der Auflagestelle ausschließlich durch die Eisenbetonträger aufgenommen.

Die Aufzüge erfordern insgesamt etwa 140 PS.

Die Heizung und Lüftung.

Die Heizung und Lüftung moderner Warenhäuser erfordert ganz besondere Sorgfalt und praktische Erfahrung, um nicht nur eine möglichst gleichförmige Temperaturverteilung für die einzelnen Höhenlagen zu erzielen, sondern auch die durch die Türen verursachten Zugerscheinungen bei dem lebhaften Verkehr tunlichst zu verringern.

Die lichte Höhe des zusammenhängenden Raumes beträgt im vorliegenden Falle 20,5 m, so daß die Saugwirkung bei den großen Temperaturunterschieden im Winter nicht unerheblich ist. Die durch die zufälligen Undichtigkeiten und durch die Poren der oberen Begrenzungswände entweichende Luft wird durch einen elektrisch angetriebenen Ventilator ersetzt, der 45000 cbm/st Luft in das Innere zu drücken vermag; es entspricht das einem etwa einmaligen Luftwechsel in der Stunde. Die Luft wird zunächst in einer Heizkammer auf Raumtemperatur vorgewärmt und tritt dann gleichmäßig verteilt in den einzelnen Geschossen aus.

Das Gebäude ist mit Niederdruck-Dampfheizung versehen. Vier liegende Flammrohrkessel von je 25 qm Heizfläche erzeugen den Dampf von 0,09 at Ueberdruck, während Radiatoren in entsprechender Verteilung die Erwärmung der einzelnen Geschosse übernehmen. Um auch am Fußboden eine angenehme Temperatur zu erzielen, sind Bodenkanäle angeordnet, in denen glatte Heizrohre liegen.

Die Verkaufräume können bei jeder Außentemperatur auf + 20° C erwärmt werden, ebenso die Eingänge und Windfänge. Heizrohre, die in das doppelte Oberlicht unsichtbar eingebaut sind, dienen zum Schneeschmelzen, um eine Verdunklung bei Schneefall zu verhindern.

Die vom Kesselhaus ausgehenden Dampfleitungen sind in 4 absperrbare Hauptgruppen geteilt und außerdem die einzelnen senkrechten Stränge mit Absperrschiebern versehen, welche kleine Gruppen auszuschalten ermöglichen, sofern Veränderungen oder Ausbesserungen an den einzelnen Teilen nötig werden.

Die Heiz- und Lüftanlage wurde von H. Recknagel in München ausgeführt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 4. Juli 1905.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Juni 1905.

Vorsitzender: Hr. Wolters. Schriftführer: Hr. Sommerfeld.
Anwesend 50 Mitglieder und 10 Gäste.

Zunächst werden Vereinsangelegenheiten beraten; insbesondre wird über den Geschäftsbericht des Hauptvereines, den Haushaltplan für das Jahr 1906, die Tätigkeit der Hilfskasse, die Denkschrift betr. mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und die Normen für Leistungsversuche an Gaskraftanlagen verhandelt.

Darauf spricht Hr. Dubbel über bemerkenswerte Kraftmaschinen auf der Weltausstellung zu Lüttich 1905[1]).

Weiter hält Hr. Debye einen Vortrag über die Konstruktion der Dampfdiagramme auf Grund der Gutermuthschen Beobachtungen und der Theorie der strömenden Dämpfe.

[1]) s. Z. 1905 S. 1417 u. f.

In dem Aufsatz: »Die Abmessungen der Steuerkanäle der Dampfmaschinen«[1]) hat Gutermuth darauf aufmerksam gemacht, daß man zur Berechnung der Steuerungsabmessungen von Dampfmaschinen nicht ohne weiteres mit der gebräuchlichen Formel auskommt, in der auf Grund einer angenommenen mittleren zulässigen Dampfgeschwindigkeit der Kanalquerschnitt in Beziehung zu der mittleren Kolbengeschwindigkeit und der Kolbenfläche gesetzt wird. Gewöhnlich findet man als zulässig eine Geschwindigkeit von rd. 30 m/sk angegeben. Wenn diese überschritten wird, sollen die Drosselverluste zu groß werden; wie groß sie aber sind, darüber erhält man keinen Aufschluß. Es ist ersichtlich, daß die Drosselung in hohem Maße davon abhängt, wie der Kanal geschlossen wird; daher ist es ausgeschlossen, daß man durch die oben angedeutete gröbere Betrachtung, in der nur der gesamte Kanalquerschnitt auftritt, etwas Genaueres über die Drosselung erfahren kann. Demgemäß hat Gutermuth die Dampfgeschwindigkeiten als Funktion des Kolbenweges bestimmt, wobei er die Annahme zugrunde legte, der Dampf verhalte sich wie eine nicht zusammendrückbare Flüssigkeit.

[1]) Z. 1904 S. 329.

Das in einem Zeitelement dt durch den Kanal f mit der Geschwindigkeit u strömende Dampfvolumen $fudt$ wird dann der Zunahme des Kolbenvolumens $Fcdt$ (F = Kolbenfläche, c = Kolbengeschwindigkeit) gleich, also

$$u = \frac{F}{f} c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Unter dieser Annahme ist demnach u in jedem Augenblick ohne weiteres gegeben. Daß indessen durch diese Formel der Vorgang nicht in seinem ganzen Verlauf richtig beschrieben ist, leuchtet ein, wenn man beachtet, daß im Augenblick des Kanalschlusses $f = 0$, d. h. u unendlich wird, was offenbar unmöglich und nur durch die unzutreffende Annahme der Unzusammendrückbarkeit bedingt ist. Diese Annahme ist deshalb im folgenden fallen gelassen.

Es bleibt noch die weitere Frage zu beantworten, in welcher Beziehung Geschwindigkeit und Druckunterschied zueinander stehen. Das ist in allgemeinster Weise durch die theoretischen Ueberlegungen von de St. Venant-Wantzel und Zeuner und durch die Versuche über Ausfluß des Wasserdampfes von Gutermuth [1]) geschehen. In Anbetracht dessen aber, daß man es bei den Dampfmaschinen nur mit kleinen Druckunterschieden zu tun hat, soll im folgenden zunächst eine bequeme Näherungsformel für dieses Abhängigkeitsverhältnis abgeleitet werden.

Nennt man die Spannung im Schieberkasten p_1 und das spezifische Volumen daselbst v_1, im Zylinder p bezw. v, und bezeichnet mit $k = \frac{c_p}{c_v}$ das Verhältnis der spezifischen Wärmen des Wasserdampfes, so lautet die Zeunersche Gleichung für die Geschwindigkeit:

$$u = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_1 v_1 \left\{ 1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right\}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Führt man jetzt den verhältnismäßigen Druckunterschied

$$\frac{p_1 - p}{p_1} = \varepsilon$$

ein, so ist ε eine kleine Zahl, und man kann den unter der Wurzel vorkommenden Ausdruck

$$\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (1 - \varepsilon)^{\frac{k-1}{k}}$$

nach Potenzen von ε entwickeln.

Man erhält so in erster Näherung:

$$u = \sqrt{2gp_1v_1}\sqrt{\varepsilon} = \alpha \sqrt{\varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

in zweiter Näherung (mit $k = 1{,}14$)

$$u = \sqrt{2gp_1v_1}\sqrt{\varepsilon}\left(1 + \frac{\varepsilon}{4k}\right) = \alpha\sqrt{\varepsilon}\,(1 + 0{,}22\,\varepsilon) \quad . \quad (4).$$

Rechnet man die Größe α für verschiedene Drücke aus, so zeigt sie sich innerhalb eines großes Gebietes annähernd konstant. So ist für $p_1 = 3$ at $\alpha = 595$ m/sk, für $p_1 = 11$ at $\alpha = 620$ m/sk.

Fig. 1.

Bis zu welchem Genauigkeitsgrad die Zeunersche Kurve durch die Näherungsformel dargestellt wird, zeigt Fig. 1. Kurve 0 ist nach der Zeunerschen Gleichung (2), Kurve 1 nach (3) und Kurve 2 nach (4) berechnet. Die letztere fällt im ganzen Gebiet mit großer Annäherung mit Kurve 0 zusammen. Die gerade Linie 3 stellt die von Gutermuth empfohlene Näherungsformel

$$u = 1000 - 900\,\frac{p}{p_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

dar.

In der Nähe des Nullpunktes ist die Annäherung (5), wie übrigens Gutermuth selbst bemerkt, unbrauchbar. Da es sich hier gerade um kleine Werte von ε handelt, wird man die Näherung (3) oder (4) benutzen müssen.

Ueber die Wahl von α sei folgendes bemerkt: Die Zeunersche Formel gilt nur für den Ausfluß aus unendlich kurzen Röhren. Deshalb wird man den Koeffizienten α nicht der Rechnung entsprechend gleich rd. 610 m/sk wählen, sondern ihn aus den Gutermuthschen Beobachtungen, z. B. aus denen an Düsen von der Form III und IV [1]), entnehmen. Man findet $\alpha = 530$; die Uebereinstimmung zwischen den Versuchen und den verschiedenen Näherungsformeln unter Benutzung dieses Wertes zeigt jetzt die folgende Zusammenstellung.

p_1 at	p at	ε	u beobachtet	u berechnet nach (2)	u berechnet nach (3)	u berechnet nach (4)
9	9	0	0	0	0	100
—	8	0,11	180	175	180	200
—	7	0,22	262	247	259	300
—	6	0,33	327	303	326	400
—	5	0,44	390	350	385	500
—	4,04	0,55	450	393	440	596

Der Theorie soll hiernach

$$u = 530\sqrt{\varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3')$$

zugrunde gelegt werden.

Die Differentialgleichung für ε läßt sich aus der Beziehung ableiten, daß nur durch den Steuerungskanal Dampf in den Zylinder einströmen kann, oder, in einer Formel ausgedrückt: Das durch den Steuerungskanal f in der Zeit dt strömende Dampfgewicht $f\frac{u}{v}dt$ (v = spezifisches Volumen) muß gleich sein der Zunahme des Dampfgewichtes im Zylinder $\frac{d}{dt}\left(\frac{J}{v}\right)dt$, ($J$ = jeweiliges Zylindervolumen), also:

$$f\frac{u}{v} = \frac{d}{dt}\frac{J}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6),$$

oder in anderer Schreibweise:

$$\frac{d \log v}{dt} + \frac{f}{J}u = \frac{1}{J}\frac{dJ}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6').$$

Berücksichtigt man weiter, daß die Zustandsänderung im Steuerungskanal adiabatisch verlaufen muß, so gilt

$$p\,v^k = p_1 v_1^k,$$

was nach logarithmischer Differentiation mit Rücksicht auf die Bedeutung von ε liefert:

$$\frac{d \log v}{dt} = -\frac{1}{k}\frac{d}{dt}\log(1 - \varepsilon).$$

Da weiter nach der Näherungsformel $u = \alpha\sqrt{\varepsilon}$ ist, so geht Gl. (6') über in die endgültige Gleichung

$$\frac{1}{k}\frac{d}{dt}\log(1 - \varepsilon) = \frac{f\alpha}{J}\sqrt{\varepsilon} - \frac{1}{J}\frac{dJ}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad (7),$$

die der Konstruktion der Eintrittskurve zugrunde gelegt werden muß.

Hinsichtlich der Integration dieser Differentialgleichung ist zu bedenken, daß das Intervall, in dem die Kurve ε konstruiert werden soll, sich in zwei Teilintervalle zerlegen läßt. Das erste erstreckt sich vom Augenblick der Voreinströmung bis zur Erreichung eines höchsten Zylinderdruckes, d. h. eines geringsten ε, das zweite von diesem Augenblick bis zum Kanalschluß; im ersten Gebiet fällt ε sehr stark ab, im zweiten steigt es anfangs langsam, später aber schneller an. Im ersten Gebiete läßt sich die Differentialgleichung mit großer Annäherung analytisch lösen. Hier befindet man sich nämlich in der Nähe der Totlage, d. h. an einer Stelle, wo $\frac{dJ}{dt}$ annähernd gleich 0 ist. Man hat also hier statt Gl. (7) die abgekürzte Gleichung

$$\frac{1}{k}\frac{d}{dt}\log(1 - \varepsilon) = \frac{f\alpha}{J}\sqrt{\varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

[1]) Z. 1904 S. 75.

[1]) Z. 1904 S. 76.

zu betrachten. Die Lösung kann leicht angegeben werden; sie lautet:

$$\int \varepsilon^{-1/2}(1-\varepsilon)^{-1} d\varepsilon = \log \frac{1+\sqrt{\varepsilon}}{1-\sqrt{\varepsilon}} = -k\int \frac{f\alpha}{J}\, dt.$$

Sind $t = t_0$, $\varepsilon = \varepsilon_0$ zusammengehörige Werte im Augenblick der Voreinströmung, so folgt:

$$\frac{1+\sqrt{\varepsilon}}{1-\sqrt{\varepsilon}} = \frac{1+\sqrt{\varepsilon_0}}{1+\sqrt{\varepsilon_0}}\, e^{-k\int_{t_0}^{t} \frac{f\alpha}{J}dt} \quad . \; . \; . \; . \; (9).$$

Hiernach läßt sich ε leicht als Funktion von t konstruieren. Zu dem Ende ist $\frac{f\alpha}{J}$ in Fig. 2 als Funktion der Zeit in Kurve OPQ aufgetragen. Man erhält jetzt z. B. ε in einem willkürlichen Punkt E, indem man $\int_{t_0}^{t} \frac{f\alpha}{J} dt$, d. h. den Inhalt OEF bestimmt und seinen Wert in Gl. (9) einsetzt. Insbesondre findet man den Punkt, wo der Schieberkastendruck erreicht wird, indem man $\int_{t_0}^{t} \frac{f\alpha}{J} dt$ als Funktion der Zeit aufträgt und den Schnittpunkt der so erhaltenen Kurve mit einer Geraden, die im Abstand $\frac{1}{k} \log \frac{1+\sqrt{\varepsilon_0}}{1-\sqrt{\varepsilon_0}}$ parallel zur t-Achse gezogen ist, aufsucht; denn dieser Druck wird erreicht, wenn $\varepsilon = 0$ ist, d. h. nach Gl. (8), wenn

$$\int_{t_0}^{t} \frac{f\alpha}{J} dt = \frac{1}{k} \log \frac{1+\sqrt{\varepsilon_0}}{1-\sqrt{\varepsilon_0}}.$$

Fig. 2.

In Fig. 2 ist LL die wagerechte Gerade, OR die Kurve

$$\int_{t_0}^{t} \frac{f\alpha}{J} dt,$$

K der Punkt, für den $\varepsilon = 0$ ist; er liegt in nächster Nähe der Totlage, die durch TT angedeutet ist.

Auch zu Beginn des zweiten Intervalles läßt sich die Differentialgleichung vereinfachen; hier ist nämlich $\frac{d\varepsilon}{dt}$ sehr klein; wenn man dafür null setzt, so erhält man aus Gl. (7)

$$f\alpha \sqrt{\varepsilon} = \frac{dJ}{dt} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (10).$$

Wie zu erwarten war, ist Gl. (10) nichts weiter als die von Gutermuth gebrauchte Gleichung der Unzusammendrückbarkeit; in der Tat ist $\frac{dJ}{dt} = Fc$ und nach Gl. (3)

$$\alpha \sqrt{\varepsilon} = u,$$

so daß Gl. (10) identisch mit Gl. (1) wird. Diese Näherung reicht aus, solange $\frac{d\varepsilon}{dt}$ klein ist, d. h. solange die Kurve nur langsam ansteigt. Gewöhnlich ist das bis zu dem Punkt der Fall, wo der Kanalschluß anfängt. Von da ab ist Gl. (10) nicht mehr zu brauchen, und man muß eine genauere Konstruktion im Anschluss an Gl. (7) durchführen. Dabei kann man zwei Wege einschlagen. Der erste, der auf der Differentialgleichung in der Form Gl. (7) beruht und der von V. Blaeß in seinem wertvollen Aufsatz [1]) über denselben Gegenstand beschritten wird, besteht darin, daß man, wenn man einen bestimmten Punkt der Kurve erreicht hat, in diesem die Tangente zieht, deren Neigung unmittelbar aus Gl. (7) zu entnehmen ist, und auf dieser Tangente bis zu einem nächsten Punkt fortschreitet, in welchem man dann die Konstruktion wiederholt.

Entsprechen $\varepsilon = \varepsilon_1$, $J = J_1$ dem Augenblicke $t = t_1$, in dem die Konstruktion einsetzt, so kann man Gl. (7) die Form geben:

$$\varepsilon = 1 - (1-\varepsilon_1)\left(\frac{J_1}{J}\right)^k e^{k\int_{t_1}^{t} \frac{f\alpha}{J}\sqrt{\varepsilon}\, dt} \quad . \; . \; . \; (11).$$

Hiernach kann man auch den folgenden zweiten Weg einschlagen, vergl. Fig. 2: Nachdem man bis zu einem Punkt A fortgeschritten ist und daher bis zu diesem $\int \frac{f\alpha}{J}\sqrt{\varepsilon}\, dt$ kennt, kann man $\sqrt{\varepsilon}$ in dem folgenden kleinen Gebiet AB als konstant voraussetzen, so daß der Wert, der zu dem Integral hinzukommt, einfach gegeben ist durch den Inhalt der Fläche $ABCD$ multipliziert mit dem Werte von $\sqrt{\varepsilon}$ in A. Gl. (11) setzt uns dann in den Stand, ε im Punkte B zu berechnen. Auch hier schreitet man weiterhin von Punkt zu Punkt fort.

Beide Verfahren werden in der Ausführung ziemlich umständlich. In einem praktischen Falle kam ich viel schneller zum Ziel, indem ich die Kurve für ε zunächst aus freier Hand einzeichnete und dann mit den so angenommenen Werten von ε die rechte Seite von Gl. (11) ausrechnete. So fand ich eine neue Kurve für ε, die natürlich nicht mit der ursprünglich angenommenen zusammenfiel, aber durch ihre Abweichung davon genügend genauen Aufschluß gab, wie jene erste Kurve abzuändern war.

Der Uebergang von dem gefundenen ε zum Drucke p ist sehr einfach, da $p = p_1(1-\varepsilon)$. Trägt man dann noch p als Funktion des Kolbenweges und nicht mehr als Funktion der Zeit auf, so erhält man ein Diagramm, wie in Fig. 3 angedeutet. Aus diesem kann man z. B. ohne weiteres entnehmen, wie die Füllung durch die Drosselung beeinflußt wird. Es

Fig. 3.

sei nämlich ABC das in der üblichen Art aufgezeichnete Diagramm, DEF das nach der genaueren Theorie konstruierte; verlängert man dann die Isotherme EF, bis sie AB in P schneidet, so gibt $\frac{AP}{AB}$ unmittelbar die Zahl an, mit der die theoretische Füllung AB zu multiplizieren ist, um die wirklich vorhandene zu bekommen.

Bei der Konstruktion der Steuerung kann man nunmehr folgendermaßen verfahren. Man konstruiert die Steuerungsdiagramme in der gewöhnlichen Art, aber auf eine zunächst willkürliche Kanalweite a als Einheit bezogen. Dann konstruiert man für zwei oder drei verschiedene a die Eintrittkurven nach den oben entwickelten Verfahren und wählt schließlich diejenige Kanalweite a, bei der die Drosselung einen von vornherein angenommenen Betrag nicht überschreitet. Zugleich mit a sind die andern Abmessungen der Steuerung festgelegt. Ich habe diese Berechnungsweise bei

[1]) Z. 1905 S. 697.

der Studienzeichnung einer Guhrauer-Meyer Steuerung durchgeführt, der auch die Figuren 2 und 3 entnommen sind.

Das Vorangegangene deckt sich zum Teil mit den Ausführungen von Blaeß. In folgenden Punkten glaube ich jene Ausführungen vervollständigt zu haben: 1) in der Konstruktion der Druckkurve zwischen Voreinströmung und Totlage; 2) in der Benutzung der adiabatischen Zustandsänderung des Dampfes, wofür Blaeß das offenbar nicht zutreffende isothermische Gesetz gewählt hat; 3) in der Ableitung einer einfachen Näherungsformel, welche den Gutermuthschen Beobachtungen in dem ganzen Gebiet gleichmäßig gerecht wird.

In der sich anschließenden Erörterung bemerkt Hr. Arndtsen, daß in Uebereinstimmung mit den Beobachtungen von Gutermuth und mit der Theorie des Vortragenden schon jetzt in der Praxis 50 bis 60 m/sk Geschwindigkeit bei überhitztem Dampf benutzt werden.

Eingegangen 2. Oktober 1905.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Juni 1905.

Vorsitzender: Hr. E. Becker. Schriftführer: Hr. Frölich.

Anwesend rd. 250 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß die Mitglieder M. Kirsten, Alexis Riese und Scharowski gestorben sind. Die Versammlung erhebt sich zum Andenken der Verstorbenen.

Darauf spricht Hr. Baurat Beer (Gast) über die Wasserversorgung der Stadt Berlin mit Grundwasser. Der Vortrag wird an besonderer Stelle veröffentlicht werden.

Schließlich werden eine Anzahl Fragen aus dem Fragekasten beantwortet. Die eine davon lautet: In welchem Jahr ist die Steuerung von Heusinger von Waldegg, kurzweg Heusinger-Steuerung genannt, erfunden worden, oder seit wann besteht das Patent? Hierzu wird mitgeteilt, daß nur ermittelt werden konnte, daß die Steuerung zuerst im Jahr 1851 im Organ für Eisenbahnwesen Bd. 6 S. 121 wie folgt erwähnt wird: »Die Steuerung ist sehr originell und bereits patentiert; sie ist eine veränderliche Expansionssteuerung mit einem Schieber, aber ohne exzentrische Scheiben, und die Expansion fast so vollkommen, als mit doppelten Schiebern nur möglich ist.« Eine genauere Beschreibung befindet sich in einer Abhandlung von Zeuner über die Dampfverteilung bei neueren Lokomotivsteuerungen in der Zeitschrift »Der Civilingenieur« vom Jahr 1857. Im übrigen wird auf Zeuner: Die Schiebersteuerung, und Leist: Die Steuerungen der Dampfmaschinen, verwiesen[1].

Zu einer weiteren Frage: Welches sind die Ursachen, daß Eisen in Berührung mit Zelluloid schon nach einigen Monaten zerfressen wird, so daß es wie Kork zerbröckelt? bemerkt Hr. A. Frank: Zelluloid ist Schießbaumwolle, die mit Kampfer zusammengeschmolzen ist, also eine Nitrozellulose. Sämtliche Nitrozellulosen haben das Bestreben, sich zu zersetzen, und es ist eine der wichtigsten Aufgaben bei der Herstellung von Sprengstoffen, dieser Zersetzung zu begegnen. Deshalb ist man bemüht, die nitrierte Zellulose möglichst vollkommen auszuwaschen. Trotzdem tritt, wenn Zellulose dem Sonnenlicht ausgesetzt wird, unter allen Umständen eine Zersetzung ein; das hat namentlich bei Herstellung der Blechhülsen, wie man sie auch für unser rauchloses Pulver benutzt, zu großen Schwierigkeiten geführt.

Wenn Zelluloid auf Eisenplatten befestigt und dem Sonnenlicht ausgesetzt ist, so tritt das Bestreben, sich zu zersetzen, in hohem Maße zutage. Es kommt noch ein besonderer Umstand hinzu: das Eisen hat die Neigung, zu oxydieren, und die Wärme, die es dabei entwickelt, wirkt wieder auf die Nitrozellulose zurück, während umgekehrt die Salpetersäure, die von der Nitrozellulose durch Einwirkung des Lichtes abgeschieden wird, das Eisen oxydiert. Es ist also gar nicht zu verwundern, wenn starke Anfressungen eintreten.

Der Redner rät deshalb, zwischen Eisen und Zelluloid eine andre Masse: Leder oder sehr guten Lack, zu bringen, welche die unmittelbare Berührung verhindert. Besonders dauerhaft werden diese Teile aber nie sein. Es kommt noch hinzu, daß, während man bei der Herstellung der Schießbaumwolle zu Sprengstoffen und des Kollodiums für pharmazeutische und graphische Zwecke mit der allergrößten Sorgfalt vorgeht, beim Zelluloid hauptsächlich nach der Billigkeit gefragt wird; man wäscht und bearbeitet daher den Rohstoff lange nicht so sorgfältig, wie es bei den übrigen Verwendungsarten der Nitrozellulose der Fall ist.

Am 15. Juni wurde die Maschinenfabrik der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft in der Brunnenstraße von etwa 250 Mitgliedern des Bezirksvereines besichtigt. Am 15. Juli fand ein Ausflug mit Damen statt, dessen Ziel die Umgebung von Eberswalde war, und woran etwa 100 Personen teilnahmen. Es wurden die Papierfabriken von Marggraff & Engel in Wolfswinkel und von Gebr. Ebart in Spechthausen besichtigt. Die Fabriken, die beide auf ein Alter von weit über ein Jahrhundert zurückblicken können, betreiben die Anfertigung feiner Papiere für Schreibzwecke, die von Gebr. Ebart auch noch solcher für Wert- und Staatspapiere.

Eingegangen 23. Oktober 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Lippart. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 55 Mitglieder und 11 Gäste.

Hr. Geh. Oberregierungsrat Dr. Post aus Berlin (Gast) spricht über englische und deutsche Arbeiter-Wohlfahrtspflege[1]).

Eingegangen 11. September 1905.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Juni 1905.

Vorsitzender: Hr. Deeg. Schriftführer: Hr. Neumann.

Anwesend 62 Mitglieder und 4 Gäste.

Die Versammlung beschäftigt sich mit dem Bericht des Ausschusses betr. Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungskraftmaschinen.

Darauf spricht Hr. Blumberg über Elektrolyse des Wassers und autogene Schweißung mittels Wasserstoffes und Sauerstoffes.

Schließlich berichtet Hr. Kogel über die in den letzten Monaten veranstalteten Ausflüge des Bezirksvereines. Der erste davon galt der Gasmotorenfabrik Deutz, insbesondre um im Anschluß an den Vortrag des Hrn. Stein[2]) die Anwendung von Sauggasmotoren auf Schiffen in Augenschein zu nehmen. Der zweite Ausflug wurde nach Bergisch-Gladbach zur Besichtigung der Papierfabrik Zanders unternommen.

Eingegangen 8. Oktober 1905.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Juni 1905.

Vorsitzender: Hr. Meng. Schriftführer: Hr. Scheit.

Anwesend 43 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. E. Lewicki spricht über neuere Fortschritte auf dem Gebiete des Dampfturbinenbaues. Anknüpfend

---

[1]) Zu dieser Frage ist noch folgendes Schreiben des Hrn Ingenieurs Duurloo eingegangen:

»In dem soeben versandten Bericht über die Monatsversammlung vom 7. Juni finde ich unter Fragekasten, daß man vergebens in den Patentregistern von Amerika, England, Frankreich und Preußen (Deutschland) nach dem Namen Heusinger v. Waldegg geforscht hat. Es war dies auch zwecklos, denn die Heusinger v. Waldegg-Steuerung heißt im Auslande nach ihrem eigentlichen Erfinder Walschaerts valve gear bezw. distribution Walschaerts. Ich habe dies gelegentlich bei meinen Arbeiten in der Redaktion des Technolexikons festgestellt, und habe nunmehr mit Hülfe meines französischen Kollegen, Hrn. Poitevin, Folgendes über diese Steuerung gefunden:

Erfunden ist diese Steuerung von Égide Walschaerts, einem Werkmeister der belgischen Staatseisenbahnwerkstätten in Brüssel (früher in Malines). Das belgische Patent datiert vom 30. November 1844. (»Un nouveau système de distribution de vapeur applicable aux machines fixes et aux locomotives«) Infolge von Verwaltungsbestimmungen konnte der Werkmeister Walschaerts nicht selbst das Patent einreichen, sondern mußte dies durch Vermittlung eines Ingenieurs, Hrn. Fischer, tun. Am 25. Oktober 1844 nahm Walschaerts ein französisches Patent auf dieselbe Erfindung. Außerdem existiert ein Vertrag mit einem Hrn. Demeuldre, nach welchem letzterer das preußische Patent nehmen sollte.

Die Heusinger von Waldegg-Steuerung ist von diesem im Jahre 1849 erfunden und in den Jahren 1850 bis 1851 ausgeführt worden. Walschaerts hat somit eine Priorität von 5 Jahren. Die Heusinger von Waldegg-Steuerung unterscheidet sich übrigens nur unwesentlich von der Walschaerts-Steuerung.

Eine genaue ausführliche Beschreibung der Geschichte und Konstruktion der Walschaerts-Steuerung findet sich im »Bulletin de la Commission Internationale du Congrès des Chemins de fer«, Juin 1902, Bd. XVI, Nr. 6, S. 478 u. f.«

[1]) Z. 1905 S. 1006.

[2]) s. Z. 1905 S. 1753.

Dampfturbinen	Bauart	Dampfdruck vor der Turbine at abs.	Dampfdruck im Kondensator at abs.	Temperatur des Dampfes °C	Uml./min	Leistung PS_e	Dampfverbrauch für 1 PS_e-st wirklich kg	Dampfverbrauch für 1 PS_e-st umgerechnet auf Normaldampf von 637 WE kg	Dampfverbrauch für 1 PS_i-st kg
Kolb-Turbine (Elektra) der Gesellschaft für elektrische Industrie, Karlsruhe	mehrspaltige Einkammer-Turbine	10,25	0,171	289	3 524	**49**	11,60	**12,98**	10,4
	mehrspaltige Zweikammer-Turbine	10,1	0,125	238	3 181	**59**	9,02	**9,76**	7,8
Heißdampf-Turbolokomobile von v. Knorring-Nadrowski mit de Laval-Turbine (Humboldt)	einspaltige Einkammer-Turbine	6,33	0,166	375	13 000	**113**	7,6	**9,04**	7,7
	einspaltige Einkammer-Turbine	1,68	0,164	355	13 000	**125**	9,74	**11,61**	9,9
Parsons-Turbine in Winwick	einspaltige Mehrkammer-Turbine	8,0	0,041	216	3 640	**176**	7,46	**7,98**	6,4
de Laval-Turbine	einspaltige Einkammer-Turbine	10,72	0,166	ges.	11 500	**197**	6,9	**7,17**	6,1
Zoelly-Turbine; Escher, Wyß & Co.	einspaltige Mehrkammer-Turbine	13,13	0,042	191	2 973	**575**	5,78	**6,03**	5,1
Curtis Turbine; British Thomson Houston Co.	mehrspaltige Mehrkammer-Turbine	10,55	0,052	245	1 800	**975**	5,65	**6,15**	5,5
Rateau-Turbine; Maschinenfabrik Oerlikon	mehrspaltige Mehrkammer Turbine	8,19	0,171	176	1 500	**1513**	6,75	**7,01**	6,3
Riedler-Stumpf-Turbine; A. E. G.	mehrspaltige Mehrkammer-Turbine	13,0	0,086	300	3 800	**1917**	5,35	**6,01**	5,4
Parsons-Turbine; Brown, Boveri & Co.	einspaltige Mehrkammer-Turbine	15,0	0,100	300	750	**4431**	4,49	**5,05**	4,5

an einen vor 2 Jahren von ihm gehaltenen Vortrag über die Vorteile der Anwendung hochüberhitzten Dampfes bei Dampfturbinen[1]) gibt er einen Ueberblick über die neueren Dampfturbinen. Er teilt sie nach der Art der Umsetzung der Dampfenergie im Leit- und Laufrad in drei Klassen, erläutert die Dampfströmung und die wichtigsten neueren Konstruktionen von Dampfturbinen und macht schließlich Angaben über die Anwendung der Turbinen für den Schiffsbetrieb. Die obenstehende Uebersicht zeigt Beispiele für den Dampfverbrauch verschiedener Turbinen bei Vollbelastung, unter Angabe der jeweiligen Betriebsverhältnisse, nach der Größe der Leistung geordnet.

Darauf werden die Wahlen zum Vorstand und Vorstandsrat vollzogen.

Eingegangen 25. September 1905.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 8. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Wedel. Schriftführer: Hr. Zillmer.

Anwesend 32 Mitglieder und 5 Gäste.

Hr. Sondermann spricht über Wasserschäden und Wasserkräfte der Alpen.

Die Wasserschäden in den Alpen sind nach den Ausführungen des Vortragenden auf die Ausbrüche von Wild- und Hochwassern oder von Muren oder endlich von Stauseen, die sich in Gletschern bilden, zurückzuführen. Am ärgsten sind die Verheerungen durch Wild- und Hochwasser. Um solche Ereignisse zu verhindern, hat man früher vielfach Waldschutz verlangt; dieser aber genügt nicht, denn was nicht fest im Erdboden wurzelt, wird vom Wildwasser fortgeschleppt und zu Tal gefördert. Später hat man Uferschutzbauten ausgeführt; aber auch diese haben sich als verfehlt erwiesen. Endlich ist man zum Bau von Talsperren gelangt, indem man von der Ueberzeugung ausging, daß das in Bewegung befindliche Geschiebe aufgehalten werden muß. Der Bau der ersten Talsperre zu diesem Zweck reicht in das Jahr 1537 zurück, wo eine Sperre in der Fersina oberhalb Trient aufgeführt wurde. Diese brach 1747 und richtete in Trient argen Schaden an; sie wurde aber bereits 1751 bis 52 in einer Mauerhöhe von 25 m erneuert und bis 1883 allmählich auf 35,2 m erhöht. In den 80er Jahren hat man unterhalb dieser Sperre noch eine zweite 40,6 m hohe Sperrmauer eingebaut, weil man zu der Widerstandsfähigkeit der ersten nicht genügend Vertrauen besaß, zumal eine andre in die Fersina gelegte Sperre im Jahre 1882, eine im Gailtale errichtete 1885 weggerissen war. Hier und da sind dann in neuerer Zeit auch noch kleinere Sperren aufgeführt worden; aber alle litten an dem Uebelstande, daß sie entweder dem Anprall der niedergehenden Felstrümmer nicht widerstehen konnten, oder daß sie sich allmählich mit Geschiebe anfüllten und dann ihren Dienst versagten. Das jetzige Verfahren, die Wildbachverbauung, geht von der Notwendigkeit aus, die Geschiebeerzeugung zu verhindern; dabei werden in die Sohle des Wildbaches hölzerne oder gemauerte Grundschwellen gelegt, wodurch eine große Zahl kleiner Wasserfälle entsteht, die die Kraft des niedergehenden Wassers brechen sollen. Zur höchsten Ausbildung ist dieses Verfahren in Frankreich gekommen.

Auch die Schäden, welche durch Muren: an den Abhängen niedergehende, aus Felsblöcken, Schutt, Schlamm und Wasser gebildete Massen, entstehen, sind außerordentlich groß. In gewissem Zusammenhange mit den Muren stehen die wiederholt beobachteten Bildungen von Seen innerhalb von Gletschern, indem die natürlichen Abflüsse der Gletscherwasser durch Vermurrungen verstopft und die Wasser innerhalb der Gletscher aufgestaut werden. Der Redner führt das 1892 über das Dorf Gervais unterhalb Chamonix durch einen Stausee im Gletscher Tête Rousse hereingebrochene Unglück an, dessen Wiederholung durch Bohren eines 200 m langen Abflußtunnels unmöglich gemacht ist, sowie die verheerenden Wirkungen der Stausee-Ausbrüche in den Gletschern des Martelltales aus den Jahren 1885, 1889, 1891. Das dort entstandene Wasserbecken war 350 m lang, 150 m breit und 10 bis 21 m tief; der Inhalt betrug 630 000 cbm. Inzwischen ist dort eine Talsperre aufgeführt, die sich, als der See 1895 abermals ausbrach, vollkommen bewährt hat.

Nach diesen Ausführungen geht der Vortragende dazu über, Zweck, Art, Bau und Bedeutung der heutigen großen Talsperren, die Schutz gegen Hochwassergefahren bieten sollen, zu schildern, gleichzeitig auf die wirtschaftliche Ausnutzung des angestauten Wassers zur Kraft- und Lichtversorgung hindeutend. Des weiteren behandelt er die Wasserkräfte der Alpen und deren Ausnutzung, indem er auf eine Arbeit des Hrn. v. Miller über die Wasserkräfte am Nordabhange der Alpen[1]) verweist. Auch am Südabhange schreitet die Ausnutzung der Wasserkräfte beständig fort. Einen wesentlichen Anstoß für die Ausnutzung der Wasserkräfte hat

---

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 441.

[1]) s. Z. 1903 S. 1002.

die Entwicklung der Elektrotechnik gegeben, und ganz besonders sind Wasserkräfte bei den großen Tunnelbauten in der Schweiz und für den Betrieb von Voll- und Bergbahnen verwendet worden. Der Vortragende bespricht schließlich eine Reihe von Wasserkraftanlagen, ihre Leistungsfähigkeit und ihren Zweck.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten behandelt; insbesondre wird über den Umbau des Vereinshauses und über die Denkschrift betr. mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen Beschluß gefaßt.

Am 20. und 21. Mai fand zu Breslau eine Zusammenkunft von Mitgliedern des Breslauer, Lausitzer, Oberschlesischen und Posener Bezirksvereines statt[1]).

Am 4. Juni veranstaltete der Bezirksverein einen Ausflug nach dem Oybin, woran sich 29 Herren und 21 Damen beteiligten.

Am 9. Juni besichtigten Mitglieder des Breslauer und des Lausitzer Bezirksvereines die Görlitzer Maschinenbau-anstalt und Eisengießerei.

Eingegangen 25. September und 21. Oktober 1905.

Mannheimer Bezirksverein.

Besichtigung des neuen Schlachthofes zu Ludwigshafen am 27. Juli 1905.

Die Führung hatte der Erbauer der Anlage, Hr. Stadtbaurat Uhlmann, übernommen.

Der Schlachthof ist auf einem 250 × 150 qm großen Grundstück untergebracht. Gegenüber dem Haupteingang erhebt sich die 18 m breite und 110 m lange Haupthalle, die, wie alle Betriebsgebäude, ganz aus Stein und Eisen gebaut ist. Links schließen sich mit der Längsachse senkrecht zur Haupthalle die eigentlichen Schlachthallen an, während sich rechts die Kühlhallen und die Maschinenanlagen befinden. Diese Anordnung ermöglicht, die Schlachthallen jederzeit zu vergrößern. Die Großviehhalle ist 25 × 30 qm groß und hat 5 Schiffe. Durch die beiden schmalen Seitenschiffe wird das Vieh angetrieben; in den anschließenden breiten Schiffen wird geschlachtet, während der Transport nach den Kühlhallen auf zweischienigen Hängebahnen im Mittelschiff vor sich geht. In der Großviehhalle sind zum Heben 24 Winden angeordnet, so daß gleichzeitig 24 Stück Vieh geschlachtet und ausgehauen werden können.

Auf die Schlachthalle für Großvieh folgt die für Kleinvieh mit 15 × 18 qm Grundfläche, darauf die Schweineschlachthalle von 35 × 25 qm, an welche sich die Wartebuchten und von diesen durch den Hof getrennt die Stallungen für Schweine anschließen. Auch diese Schlachthallen sind mit Hängebahnen ausgestattet; nur fehlen den geringeren Lasten entsprechend die schweren Winden.

Die Kühlräume und die Maschinenanlagen haben zusammen eine Grundfläche von 110 × 28 qm, wovon auf den eigentlichen Kühl- und Aufbewahrungsraum 42 × 18 qm entfallen. Zum Heizen und Kochen sind zwei Zweiflammrohrkessel von je 50 qm Heizfläche und 6 at aufgestellt. Alle Maschinen werden elektrisch angetrieben, wofür der Strom vom städtischen Elektrizitätswerke geliefert wird. Für die Kühlanlage sind zwei Kohlensäuremaschinen von L. A. Riedinger in Augsburg aufgestellt. Jeder Kompressor wird von einem 40 pferdigen Elektromotor durch Riemen angetrieben. Die Kältemaschinen können, abgesehen von der Kühlung der Hallen, täglich noch 300 Zentner Eis erzeugen. Die Kühlhalle enthält 130 verschließbare Zellen aus starkem Drahtgeflecht, worin rd. 130 Stück Großvieh untergebracht werden können.

Sitzung vom 22. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Post. Schriftführer: Hr. Heintz.

Anwesend 32 Mitglieder.

Die Versammlung beschäftigt sich mit Vereinsangelegenheiten; insbesondre wird über die Errichtung einer Baugewerkschule in Mannheim verhandelt. Dann berichten Hr. Blümcke und der Vorsitzende über die Hauptversammlung in Magdeburg.

[1]) s. Z. 1905 S. 1873.

Besichtigung der eingestürzten Eisenbahnbrücke über den Neckar bei Heidelberg am 11. Oktober 1905.

Die Teilnehmer, rd. 50 Personen, wurden von Hrn. Bauinspektor Müller empfangen, der Erklärungen über den Einsturz der Brücke gab. Der Unfall ist wahrscheinlich dadurch veranlaßt worden, daß eine Schiene brach und infolgedessen ein 14 m hoher Portalkran umstürzte oder entgleiste.

Eingegangen 18. September und 12. Oktober 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. August 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohrbach. Schriftführer: Hr. Heime.

Anwesend 23 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Gg. Schmidt berichtet über die 46. Hauptversammlung in Magdeburg. Darauf führt Hr. Rohrbach ein Grisson-Getriebe[1]) vor. Des weiteren spricht Hr. Degenhardt über die Glasbedachung nach System Anti-Pluvius.

Endlich wird eine im Fragekasten befindliche Anfrage: »Wie verhält sich der Betriebsleiter einer elektrischen Zentrale bei schwerem Gewitter? Welche Vorsichtsmaßregeln kann er treffen, um seine Anlage vor Blitzschlägen und deren Begleiterscheinungen zu schützen?« dahin beantwortet, daß der beste Schutz in möglichst vielen Blitzableitern bestehe, und daß bei Akkumulatorenbetrieb die Vorsichtsmaßregel getroffen werden sollte, die Akkumulatoren bei Gewitter nicht weiter zu laden, um die Entzündung von Knallgas zu vermeiden.

Sitzung vom 23. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Baetz. Schriftführer: Hr. Runge.

Anwesend 21 Mitglieder und 6 Gäste.

Hr. Fröhlich spricht über Erzeugung und Anwendung künstlicher Kälte. Er gibt einen Ueberblick über die geschichtliche Entwicklung der Kälteindustrie, die theoretischen Grundlagen und die konstruktive Ausführung der Kältemaschinen, sowie über ihre Anwendung vor allem zum Kühlen der Luft.

Eingegangen 31. August 1905.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Juni 1905.

Vorsitzender: Hr. Kießelbach. Schriftführer: Hr. Vierow.

Anwesend 22 Mitglieder und 2 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten spricht Hr. E. Werner über alte und neue Kultur im Zusammenhang mit der Industrie und der Maschinenarbeit.

Eingegangen 2. Oktober 1905.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Juni 1905 in Bremerhaven.

Vorsitzender: Hr. Rosenberg. Schriftführer: Hr. Voßnack.

Anwesend 15 Mitglieder und 3 Gäste.

Die Versammlung beschäftigt sich mit Vereinsangelegenheiten.

Verein für Eisenbahnkunde.

Sitzung vom 10. Oktober 1905.

Hr. Regierungsbaumeister Kreß spricht über die in Ausführung begriffene Untergrundbahn der Siemens & Halske-A.-G. in Charlottenburg und Westend. Die Strecke nach Westend verläuft unter dem mittleren Fahrdamm der auf 50 m verbreiterten Bismarckstraße, welche die geradlinige Fortsetzung der Straße Unter den Linden und der Berlin-Charlottenburger Chaussee bildet, bis zum Platz B in Westend, wo ein Aufstellbahnhof für 30 Wagen angelegt wird. Die Bahn erhält 4 Haltestellen. Die nach dem Wilhelm-Platz abzweigende Linie schwenkt hinter der Haltestelle »Krumme-straße« in die Verlängerung der jetzigen Sesenheimer Straße ein. Bemerkenswert ist die Kreuzung des nach Westend führenden Gleises mit den nach dem Wilhelm-Platz abzweigenden beiden Gleisen, die so ausgebildet ist, daß das erstgenannte Gleis unter den beiden abzweigenden Gleisen durchgeführt ist, so daß an dieser Stelle 2 Tunnelstockwerke zur Ausführung gelangen.

[1]) s. Z. 1900 S. 236; 1902 S. 731; 1903 S. 644.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Der Bergbau auf der Lütticher Weltausstellung. Von **Herbst** Forts. (Glückauf 4. Nov. 05 S. 1369/77*) Grubenbaue. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

The power plant for the new Wanamaker store, Philadelphia. (Eng. Rec. 28. Okt. 05 S. 481/85*) Das Kraftwerk des 7stöckigen Gebäudes enthält im 8. Stockwerk 8 Babcock & Wilcox-Kessel mit darüber angeordneten Kohlen- und Aschenbehältern. Im Untergeschoß sind 5 stehende Dampfdynamos eingebaut, zwei von je 1000 und drei von je 175 KW Gleichstromleistung. Fördereinrichtungen.

600-horse horizontal tandem compound condensing engine. (Engineer 10. Nov. 05 S. 459*) Die von Proud'homme-Prion in Huy, Belgien, gebaute Maschine hat 525 und 910 mm Zyl.-Dmr. bei 1000 mm Hub. Einzelheiten der Ventilsteuerung.

The best economy of the piston steam engine at the advent of the steam turbine. Von **Denton.** (Am. Mach. 11. Nov. 05 S. 548/54) Entwicklung der Dampfmaschinen und Dampfturbinen hinsichtlich des Dampfverbrauches. Schiffsmaschinen. Ortfeste Anlagen. Pumpmaschinen. Abwärmekraftmaschinen.

Die neue 1000 KW-Turbodynamo der Zeche Courl. Von **Schulte.** (Glückauf 11. Nov. 05 S. 1397/1400) Die Turbine hat einen Hochdruckzylinder mit 10 und einen Niederdruckzylinder mit 7 Druckstufen und macht 1500 Uml. min. Beschreibung der Konstruktion und Wirkungsweise der Turbine und Angaben über die Dynamo, die 2000 voltigen Drehstrom erzeugt.

Eisenbahnwesen.

The installation of electric traction on the Long Island R. R. (Eng. News 2. Nov. 05 S. 445/48*) Allgemeines über die Verkehrsverhältnisse. Uebersichtskarte über die Ausdehnung des elektrischen Betriebes auf den östlich von New York gelegenen Gebieten. Einzelheiten der Stromerzeugung, Zuleitung usw. Rollendes Gut.

A West African railway: the Sierra Leone line. Von **Knight.** (Eng. Magaz. Nov. 05 S 175/81*) Kurze Uebersicht über die Ausführung der rd. 360 km langen Bahn von 760 mm Spurweite.

Four-cylinder express locomotive for the London and South-Western Railway. (Engng. 10. Nov. 05 S. 633/34* mit 1 Taf.) Die 2/5 gekuppelte Lokomotive hat zwei außen und zwei innen liegende Zylinder von 406 mm Dmr. und 610 mm Hub. Die Heizfläche beträgt 253, die Rostfläche 2,83 qm, der Dampfüberdruck 12 at und das Betriebsgewicht 73 t. Der Tender faßt 18 cbm Wasser und 4 t Kohle.

Six-coupled express engines on the London and North-Western Railway. Von **Rous-Marten.** (Engineer 10. Nov. 05 S. 457*) Bericht über praktische Erfahrungen mit der in Zeitschriftenschau v. 21. Okt. 05 erwähnten Lokomotive.

140-horse-power Wolseley petrol-motor. (Engng. 10. Nov. 05 S. 615*) Der Motor von 420 Uml./min hat sechs wagerecht auf beiden Seiten der Kurbelwelle angeordnete Zylinder von 230 mm Dmr. und 254 mm Kolbenhub. Er dient zum Antrieb eines Eisenbahnmotorwagens.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Reinforced concrete structures for railroads. (Eng. Rec. 28. Okt. 05 S. 491/93) Auszug aus einem Vortrag von Cunningham über die Vorteile von eisenverstärkten Betonbrücken; Balkenbrücke. Durchlässe, Bogenbrücken. Arten der Verstärkung.

Reinforcing the Poughkeepsie bridge. (Eng. Rec. 28. Okt. 05 S. 485/86*) Bericht über die Verstärkung des eisernen Ueberbaues der zweigleisigen, rd. 2000 m langen Brücke der Central New England Railway Co. über den Hudson.

Structural features of the new buildings at the New Orleans naval station. Von **Bellinger.** (Eng. Rec. 28. Okt. 05 S. 489/91*) Eisenkonstruktion der Maschinenwerkstätte von 20 × 83 qm Grundfläche und des Dampfkraftwerkes.

Eisenbetonbogenbrücke mit aufgehobenem Horizontalschube. Von **Buch.** (Deutsche Bauz 8. Nov. 05 Beilage S. 81/83*) Die von Drenckhahn & Sudhop in Braunschweig ausgeführte Brücke von 20 m Spannweite ist ähnlich wie die in Zeitschriftenschau vom 30. Sept. 05 unter »Eine Eisenbetonbrücke als Bogen mit Zugband« erwähnte Brücke gebaut.

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 8 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Elektrotechnik.

Modern power plant design and economics. IV. Von **Koester.** (Eng. Magaz. Nov. 05 S. 182/99*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Aug. 05.

Die Ueberland-Zentrale »Kaiserwerke«. Von **Manasse.** (Elektrot. Z. 9. Nov. 05 S. 1029/36*) Das Werk nutzt die Wasserkraft des Hintersteiner Sees aus, dem 0,4 cbm/sk bei 321 m Gefälle entnommen werden, und in dem noch 150000 cbm aufgestaut werden können. Das Maschinenhaus enthält zwei 1200 pferdige Peltonräder, die mit 480 Uml./min je einen Drehstromerzeuger von 10500 V Spannung und 40 Per./sk antreiben, und zwei 45 KW-Erregermaschinen, ebenfalls mit Peltonradantrieb. Schluß folgt.

Development of the Necaxa, Mexico, water power. (El. World 28. Okt. 05 S. 729/35*) Die Anlage nutzt eine Wasserkraft des Necaxa und des Tenango von rd. 450 m Gefälle, die mittels eines Stauweihers, eines teilweise durch Tunnel geführten Oberwasserkanales und einer Druckrohrleitung geschaffen worden ist, in sechs Peltonrädern mit senkrechter Welle aus, die je einen Drehstromerzeuger von 5000 KW und 4000 V bei 30 Per./sk unmittelbar antreiben. Die Spannung wird zur Fernleitung auf 60000 V erhöht.

Niagara power in Buffalo. (El. World 4. Nov. 05 S. 771/73*) Bericht über Kraft- und Lichtanschlüsse in Buffalo an die mit 60 und 25 Per./sk betriebenen Netze der Niagara-Werke.

Dynamo heating time constants. Von **Press.** (El World 28. Okt. 05 S. 735/36*) Berechnung der Erwärmung von Dynamomaschinen mit offenem Gehäuse auf Grund von Schaulinien für die Abkühlung und Erwärmung, die aus Versuchen gewonnen sind.

Some experiences with lightning protective apparatus. Von **Smith.** (Proc Am. Inst. El. Eng. Okt. 05 S. 985/94*) Die mitgeteilten Erfahrungen sind an den Anlagen der mit 50000 V betriebenen Kraftübertragung der Shawinigan-Werke gewonnen worden.

Note on lightning-arresters on Italian high-tension transmission lines. Von **Torchio.** (Proc. Am Inst El. Eng. Okt. 05 S. 995/99*) Darstellung der Konstruktion, Anordnung und Wirkungsweise von amerikanischen Blitzschutzsicherungen mit Dämpferspulen und von Hörner-Blitzschutzsicherungen von Siemens & Halske.

Ueber das elektrische Durchschlaggesetz für feste Isolationsmaterialien. Von **Kinzbrunner** (Z. f. Elektrot. Wien 12. Nov. 05 S. 665/70*) Die Durchschlagfestigkeit von festen Isolationsstoffen ist dem Quadrat ihrer Dicke, die von Stoffen, die aus mehreren Lagen zusammengesetzt sind, dem Quadrat ihrer Lagenzahl proportional. Bei Stoffen indessen, die aus sehr feinen Schichten zusammengesetzt sind, ist die Durchschlagfestigkeit der einfachen Lagenzahl proportional.

Erd- und Wasserbau.

Government dredge for Delaware River. (Marine Eng. Nov 05 S. 460/63*) 95 m langer und 16 m breiter Saugbagger mit Doppelschraubenantrieb. Konstruktionszeichnungen des Schiffes, der Haupt- und der Hülfsmaschinen.

The first year's preparatory work on the Panama Canal. Von **Wallace.** (Eng. Magaz. Nov. 05 S. 161/74*) Der frühere Leiter der Arbeiten auf dem Isthmus gibt eine Uebersicht über das von den Amerikanern bisher Geleistete. Kritische Besprechung der verschiedenen Kanalpläne.

Feuerungsanlagen.

Flüssige Brennstoffe. (Glückauf 11. Nov. 05 S. 1405/13*) Neuere Konstruktionen von Brennern und Feuerungen für Masut Schluß folgt.

Hebezeuge.

Electrical blast furnace hoist. (Engineer 10. Nov. 05 S. 462/63*) Die elektrische Einrichtung des Aufzuges ist von Lahmeyer in Frankfurt a/M., der übrige Teil von E. Wolff in Essen gebaut. Die Förderleistung beträgt täglich 2500 t.

Holzbearbeitung.

Note sur les scieries americaines et leur outillage. Von **Oudet.** Forts. (Rev. Méc. Okt. 05 S. 317/41*) Zuführvorrichtungen für mittlere Baumstärken. Sägen. Forts. folgt.

Landwirtschaftliche Maschinen.

American threshing machines and traction engines. I. (Engineer 10. Nov. 05 S. 457/59*) Kritische Besprechung der Konstruktionseinzelheiten einiger neuerer Dreschmaschinen.

Maschinenteile.

The design of keys. Von **Williams.** (Am. Mach. 11. Nov. 05 S. 577/78*) Vergleichende Zusammenstellung von Keilabmessungen nach den Normalien von drei Fabriken.

Ueber Riemen und Riementriebe. Von **Krull.** (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 3. Nov. 05 S. 601/05* u. 10. Nov. S. 609/16*)

Theoretische Erörterungen über Leistungen, Abmessungen und Geschwindigkeiten von Riemen, hauptsächlich auf Grund der Angaben von Gehrckens. Spann- und Leitvorrichtungen. Besondere Arten von Riementrieben. Riemenverbinder. Instandhaltung der Riemen.

The Locke automatic engine stop. (Iron Age 26. Okt. 05 S. 1078/79*) Bei der von der Locke Regulator Co. in Salem, Mass., gebauten Vorrichtung ist vor das eigentliche Abschlußventil ein Dampfrelais geschaltet, das von einem elektrischen Relais betätigt wird.

Materialkunde.

Korrosionsfurchen auf Kesselblechen. Von Frémont und Osmond. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 8. Nov. 05 S. 431/32*) S. Zeitschriftenschau v. 18. Nov. 05.

A study of the corrosion of condenser tubes. Von Sexon. (Eng. Magaz. Nov. 05 S. 211/25*) Erörterung der Ursachen der Korrosion und der Maßnahmen zu ihrer Verhinderung.

Mechanik.

Wärmemechanik. Von Cario. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 8. Nov. 05 S. 427/28*) Konstruktion der polytropischen Kurve. Kreisprozesse. Forts. folgt.

Ueber die elastische Formänderung der Wandungen eiserner Gasbehälterbassins. Von Kux. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 11. Nov. 05 S. 1001/04*) Biegungsfläche des Umganges. Dehnung des Umganges. Anwendung der Berechnungsverfahren in der Praxis.

The modification of spring action by toggle joints. Von Fish. (Am. Mach. 11. Nov. 05 S. 555/56*) Durch die Verbindung einer Feder mit einem Hebelwerk wird das geradlinige Belastungsgesetz der Feder zur Erzeugung einer beliebig verlaufenden Belastung benutzt.

Shearing stresses. Von Lilly. (Engng. 10. Nov. 05 S. 614*) Ermittlung der Scherbeanspruchung von Balken und Fachwerkträgern durch gleichmäßig fortschreitende Belastung.

Metallbearbeitung.

Lathe design and practice. Von Fish. Forts. (Am. Mach. 11. Nov. 05 S. 556/57*) Einspannvorrichtungen. Reitstöcke. Drehbankbetten.

The Ridgway heavy driving wheel lathe. (Iron Age 26. Okt. 05 S. 1071/73*) Ergebnisse von Versuchen an einer Räderdrehbank von 2290 mm Spitzenhöhe, gebaut von der Ridgway Machine Tool Company.

The Espen-Lucas crank shaft forming machine. (Iron Age 2. Nov. 05 S. 1148/49*) Auf der dargestellten Maschine wird das roh vorgeschmiedete Kurbelstück der Welle senkrecht eingespannt und der Kurbelteil ohne Umspannung bearbeitet.

New grinding machines and attachments. (Am. Mach. 11. Nov. 05 S 547*) Mitteilungen aus der Fabrik der Landis Tool Co. Schleifmaschine für Kurbelwellen und verschiedene andre Schleifeinrichtungen.

The Flather four-speed device for planers. (Iron Age 2. Nov. 05 S. 1153/54*) Wechselgetriebe, bei dem die einzelnen Stufen durch Reibkupplungen eingeschaltet werden.

High speed steel in the factory. Von Becker und Brown. Forts. (Eng. Magaz. Nov. 05 S. 241/51*) Herstellen des Schnelldrehstahles.

The Warwick wire annealing furnace. (Iron Age 26. Okt. 05 S. 1082*) Bei dem Ofen zum Ausglühen von Draht werden die Rauchgase durch eine Reihe von wagerechten Kanälen geführt, deren Zwischenwände kleine Oeffnungen zur Aufnahme der Drähte haben. Die Drähte werden fortlaufend durch den Ofen gezogen und dabei ausgeglüht.

Motorwagen und Fahrräder.

The Arrol-Johnston motor car. (Engng. 10. Nov. 05 S. 618/19*) Der Motorwagen hat einen 12- bis 15 pferdigen Motor von 800 Uml./min mit zwei liegenden Zylindern von 114 mm Dmr. mit je zwei gegenläufigen Kolben von 165 mm Hub und gemeinschaftlichem Verbrennungsraum; die Kolben wirken mittels Hebelgestänges auf die Kurbelwelle. Der Wagen entwickelte auf einer 6 stündigen Dauerfahrt rd. 55 km/st. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

The turbine pumping plant of the Buffalo water works. (Eng. Rec. 28. Okt. 05 S. 488/89) In dem vorhandenen Pumpwerk werden fünf stehende Dampfpumpmaschinen und in dem Schöpfwerk am Ufer des Erie-Sees 8 zweistufige Worthington-Kreiselpumpen aufgestellt, deren senkrechte Wellen von Elektromotoren angetrieben werden.

The Tod long cross head blowing engine. (Iron Age 2. Nov. 05 S. 1139/40*) Stehende Dampfmaschine von 1118 mm Zyl.-Dmr. und 2134 mm Hub mit zurückgelegter Pleuelstange und Corliss-Steuerung. Der unmittelbar an der Kolbenstange hängende Gebläsezylinder hat 1524 mm Dmr. und wird von 4 Kolbenschiebern gesteuert, die von einer vierarmigen Corliss-Scheibe angetrieben werden.

A central compressed air power plant for heavy railroad construction. Von Wightman. (Eng. Rec. 28. Okt. 05 S. 478/80*) Das Kraftwerk, das beim Bau einer Linie der Pennsylvania-R. R. am Susquehanna-Flusse benutzt wird, enthält 8 Dampfkompressoren der Ingersoll-Sergeant Co., die bei 80 Uml./min je 277 cbm/min Luft von 6,6 at Druck liefern.

Schiffs- und Seewesen.

Useful data of Scotch marine engineering practice. Von Wilkes. (Marine Eng. Nov. 05 S. 453/56*) Zahlentafeln über Abmessungen von Kesseln, Maschinen, Kurbelwellen und Schiffsschrauben.

Die türkischen Zollkreuzer »Ismir« und »Beyrouth«. (Schiffbau 8. Nov. 05 S. 101/05*) Die von Gebr. Sachsenberg in Roßlau a/Elbe gebauten Schiffe sind zwischen den Steven 40,40 m lang, 5,8 m breit und haben bei 1,88 m Tiefgang 240 t Wasserverdrängung. Die vertragliche Geschwindigkeit beträgt 12 Knoten. Darstellung der Hauptmaschine.

Selbsttrimmer »Patent Bredsdorff«. Von Müller. (Z. Dampfk. Maschbtr. 8. Nov. 05 S. 428/29*) Turmdeckdampfer, ausgezeichnet durch besondere Form des Laderaumes, wodurch das selbsttätige Trimmen von Massenladungen noch mehr als bei den bisherigen ähnlichen Konstruktionen erleichtert werden soll. Die Schiffe werden von der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft gebaut.

Motor boats. Von Durand. Forts. (Marine Eng. Nov. 05 S. 456/57*) Vergaser. Forts. folgt.

Trial trip of ferryboat »Manhattan«. (Marine Eng. Nov. 05 S. 458/59*) Indikatordiagramme und tabellarische Zusammenstellung der Probefahrtergebnisse.

A wooden floating dry dock at Mobile. (Marine Eng. Nov. 05 S. 464/66*) Kurze Angaben über das für Schiffe bis zu 3000 t bestimmte Schwimmdock.

Cochran boiler for auxiliary machinery on shipboard. (Engng. 10. Nov. 05 S. 617*) Der stehende Hülfskessel für rd. 7 at Ueberdruck hat 93 qm Heizfläche und 3,9 qm Rostfläche.

Seil- und Kettenbahnen.

The Wetterhorn electric aerial mono-rail. (Engineer 10. Nov. 05 S. 471*) Mit den Vorarbeiten für die als Seilschwebebahn auszuführende Strecke ist im letzten Sommer begonnen. Die Bahn soll vorläufig vom Fuße des oberen Grindelwald-Gletschers bis zur Gleckstein-Hütte auf rd. 2360 m Höhe geführt werden.

Textilindustrie.

Die Textilindustrie auf der Weltausstellung in Lüttich. Von Reiser. (Leipz. Monatschr. Textilind. 31. Okt. 05 S. 269/73*) Beschreibung einiger belgischer Spinnereimaschinen.

Ringspinnmaschine mit elektrischem Antrieb für Schuß. Von Boßhard. (Leipz. Monatschr. Textilind. 31. Okt. 05 S. 274/75*) Vorzüge des elektrischen Antriebes. Ringspinnmaschine der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft in Mülhausen.

Liefervorrichtung für Maschinen zum Verspinnen feuchter Bändchen aus kurzen Faserstoffen. (Leipz. Monatschr. Textilind. 31. Okt. 05 S. 277*) Die von Rud. Kron in Golzern erfundene Vorrichtung findet bei der Herstellung von Garnen aus Zellulose Anwendung.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The Excelsior reversing gasoline engine. (Iron Age 26. Okt. 05 S. 1075/77*) Zweitakt-Benzinmotor, bei dem durch Umlegen des Umsteuerhebels der Gang des Motors verlangsamt und die Zündung verstellt wird. Der Motor wird von der Julian d'Este Co. in Boston, Mass., gebaut.

Wasserkraftanlagen.

Formules nouvelles générales pour le calcul des turbines hydrauliques. Von Albilsky. Forts. (Rev. Méc. Okt. 05 S. 342/51*) S. Zeitschriftenschau v. 18. Nov. 05. Eintrittsgeschwindigkeiten bei Girard-Turbinen. Forts. folgt.

Wasserversorgung.

Die A. Scherrersche Mineralquellen-Fassungsmethode. Von Müller. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 3. Nov. 05 S. 597/601*) Nach dem ausführlich erörterten Verfahren wird die Stelle, wo die Quelle aus dem Stein hervortritt, mit einer halbkugeligen Glocke aus Zinn überdeckt und aus dieser Höhlung das Wasser abgesaugt.

Protecting railway water tanks from freezing. (Eng. News 2. Nov. 05 S. 456/58*) Wiedergabe des Berichtes eines Ausschusses zur Untersuchung der zweckmäßigsten Vorrichtungen, um das Einfrieren des Wassers in Hochbehältern zu verhindern.

Werkstätten und Fabriken.

The Birmingham University. Von Smith. Forts. (Engng. 10. Nov. 05 S. 610/13*) Das metallurgische Laboratorium. Forts. folgt.

Rundschau.

Ueber die **Herstellung geschweißter Rohre,** insbesondre in den Vereinigten Staaten, berichtet V. Beutner in Iron Age[1]). Die älteste Arbeitsweise war die überlappte Schweißung unter dem Handhammer, die von den Büchsenmachern über einem Dorn ausgeführt wurde. J. Russel schweißte im Jahre 1824 zwischen zwei Walzen über einem Dorn und fand außerdem, daß durch bloßes Gegeneinanderpressen der zu schweißenden Ränder ohne Ueberlappung gleichfalls eine hinreichend feste Schweißnaht gebildet werden kann. J. Whitehouse nahm 1825 ein Patent auf das Ziehen stumpf geschweißter Rohre; danach wurde die Schweißung auf die ganze Länge des Rohres nacheinander je zur Hälfte vorgenommen. Der Ziehring bestand aus zwei Hälften, die durch Schrauben zusammengepreßt wurden. Um ihn rasch öffnen und schließen zu können, wurde er später in eine Zange, Fig. 1, gelegt, die sich während des Ziehens gegen ein festes Lager der Ziehbank stützte. Bald darauf ging man zu dem feststehenden, ungeteilten Ziehring über, Fig. 4. Das zugeschnittene Ende des Blechstreifens *c* wird von der durch den Ziehring *a* durchgesteckten Zange Fig. 6 gefaßt und durch den Ring gezogen. Bei Rohren von kleinem Durchmesser kann die Zange nicht mehr kräftig genug gemacht werden; es wird daher an den Blechstreifen ein Eisenstab angeschmiedet, der durch den Ziehring gesteckt wird und an dem die Zange angreift. Nach einem patentierten Verfahren läßt sich der Angriff der Zange dadurch ermöglichen, daß der Ziehring auf der Unterseite einen Spalt hat, der etwa auf die halbe Länge reicht; die Zange wird in diesen Spalt eingeschoben und kann so den Blechstreifen noch im breiten Teile des Ziehtrichters erfassen. Ein solcher Ziehring läßt sich wenigstens vorteilhaft zum Einrollen der Blechstreifen für die spätere überlappte Schweißung anwenden.

Fig. 1 bis 3.

Fig. 4 bis 6.

keit ausgesetzt oder in den Erdboden gelegt werden sollen, wird dem Schweißeisen eine nahezu dreifache Lebensdauer gegenüber dem Flußeisen zugesprochen. Die von Beutner angegebene Zusammensetzung des amerikanischen Rohrmaterials mit

0,5 vH C,
0,36 » Mn,
0,1 » P,
0,05 » S,
0,02 » Si

zeigt bereits Flußstahl. Unser basisches Martinflußeisen für Rohre enthält dagegen 0,07 bis 0,09 vH C und 0,30 bis 0,40 vH Mn. Man begegnet wohl noch der Behauptung, daß Gasröhren nicht aus Flußeisen hergestellt werden können, weil die Enden beim Schneiden der Gewinde zerrissen werden; doch dürfte man diese Schwierigkeit bald überwinden.

Zum Erhitzen der Blechstreifen vor dem Einrollen und vor dem Schweißen dienen vorteilhaft Siemens-Oefen. In der Gegend von Pittsburg werden sie mit Naturgas geheizt, das 60 bis 70 Raumteile CH_4 neben kleineren Mengen anderer Kohlenwasserstoffe und 20 bis 30 Raumteile H enthält. Im Wärmofen wird der Streifen auf Kirschrot (etwa 820° C) erhitzt. Wo bei uns der Schweißofen noch mit Rostfeuerung versehen ist, liegt der Glühofen als zweiter Herd unmittelbar daneben und wird durch die Abgase des Schweißofens geheizt. Aus dem Glühofen gelangt der Streifen zum Einrollen und danach sofort mit noch etwa 540 bis 650° in den Schweißofen, wo er auf mehr als 1300° erhitzt wird. Die Luftwärmespeicher der Siemens-Schweißöfen fassen je 28 cbm Ziegelgitterwerk, die Gaswärmespeicher sind um ein Viertel kleiner. Die Kohlenwasserstoffe des Naturgases würden bei der Vorwärmung zerfallen, daher erhalten die hiermit geheizten Siemens-Oefen keine Gaswärmespeicher. Der Herd des Schweißofens wird mit Quarzsand, Porzellanscherben und dergl. ausgefüttert, die zum Einschmelzen gebracht werden. Damit die Schlacke leicht abfließen kann, erhält er eine Neigung von 3 vH und muß täglich zweimal ausgebessert werden. Der Herd des Wärmofens ist wagerecht und mit zwei Lagen feuerfester, hochkantig gestellter Ziegel gepflastert. Wird stumpf geschweißt, so bekommt der Schweißofen etwas kleinere Abmessungen und einen ebenen Herd, um die kleinen Streifen leicht einsetzen und ausziehen zu können. Jedem Schweiß- und Wärmofen gibt man eine eigene Blechesse von 30 m Höhe bei 1,2 m Dmr.

Die Blechstreifen werden durch den Kran auf einen vor der Einsetztür verschiebbaren fahrbaren Tisch vor dem Wärmofen niedergelegt; mit Hülfe eines in die Krankette einge-

Fig. 7 und 8. Wärmofen.

Die geschweißten Rohre sind billiger herzustellen als die nahtlosen, und ihre Festigkeit ist für viele Zwecke mehr als ausreichend, so daß sowohl die überlappte als auch die stumpfe Schweißung noch von Wichtigkeit ist. Die Streifen werden aus Schweiß- oder Flußeisen im Trio- oder im Doppelduo-Walzwerk ausgewalzt. Bei größeren Abmessungen erzeugt man sie im Universalwalzwerk oder im Blechwalzwerk, wobei das Blech auf Streifen von der erforderlichen Breite zerschnitten wird. Der weitaus größte Teil der geschweißten Rohre besteht aus Flußeisen; nur dort, wo die Rohrleitungen ohne schützenden Ueberzug dem Einflusse der Luftfeuchtig-

[1]) Iron Age 1904 Bd. 73 Nr. 5, 6 und 7.

hängten Hakens wird der Streifen in den Ofen eingeschoben und in derselben Weise nach dem Erhitzen ausgestoßen. Im Wärmofen liegen die Streifen einzeln oder in Paketen auf der ganzen Breite des Herdes, die 2,1 bis 2,4 m beträgt, nebeneinander. Luft und Gas treten beim Siemens-Wärmofen und beim Schweißofen aus den Wärmespeichern durch Schlitze auf der einen Längsseite in den Herd ein; die Flamme streicht der Breite nach über den Herd und fällt durch die Schlitze auf der zweiten Längsseite zu den Wärmespeichern ab, und umgekehrt, Fig. 7 und 8.

Das für überlappte Schweißung notwendige Abschrägen der Seitenränder der Blechstreifen geschieht nicht mehr durch Beschneiden des kalten Bleches zwischen zwei feststehenden

Meißeln auf der Hobelbank, sondern die Ränder des erhitzten Streifens werden, sobald er aus dem Wärmofen kommt, schräg gewalzt. Die hierzu benutzten Walzen sind auf einem fahrbaren Wagengestell gelagert, Fig. 9 und 10, so daß sie auf der Ausstoßseite des Ofens an jede Stelle gebracht werden können. Die Walzen machen 66 Uml./min und die Fahrgeschwindigkeit des Wagengestelles beträgt 54 m/min. Für den Antrieb der Walzen ist ein Elektromotor von 50 PS und für die Fahrbewegung ein solcher von 3 PS auf dem Wagen aufgebaut. Um Streifen von verschiedener Breite zwischen den Walzen abschrägen zu können, ist die Oberwalze um 380 mm in ihrer Achsenrichtung verstellbar. Bei einer andern feststehenden Ausführung ist die Bundlänge der Walzen gleich der Breite des Wärmofens, und die Oberwalze enthält eine Anzahl Kaliber, die dem Querschnitt der gerade zu verarbeitenden Streifen entsprechen. Für jedes neue Profil muß dann die Oberwalze ausgewechselt werden; dafür sind aber die Walzen fest gelagert und schrägen scharf ab, während bei der erst beschriebenen Ausführung die genaue Begrenzung des Kalibers nur bei dem dünnsten Streifen erzielt wird; bei stärkeren Streifen muß die Oberwalze gehoben werden, die Abschrägung wird also stumpf.

Die abgeschrägten Streifen gelangen auf einen Fahrtisch und werden seitlich vor die Rollbank gefahren, wo sie im Trichter oder Ziehring eingerollt werden. Die größten Streifen, die sich auf diese Art noch rollen lassen, ohne an der Oberfläche einzusinken, sind solche für zwölfzöllige (305 mm) Rohre; doch gehen nur wenige Werke über 10" (254 mm) hinaus. Die Kettengeschwindigkeit auf der Rollbank ist 24 bis 30 m/min. Bei größerem Durchmesser als 12" — in einzelnen Fällen werden selbst dreißigzöllige (762 mm) Rohre geschweißt — muß das Einrollen zwischen den Mantelflächen besonderer Walzen geschehen, die seitlich vom Tische vor der Ziehbank aufgestellt werden. Gerollte Streifen von großem Durchmesser werden an den Enden durch Niete zusammengehalten, damit sie im Schweißofen nicht einfallen.

Fig. 9 und 10. Vorrichtung zum Schrägwalzen der Blechränder.

Fig. 11 bis 13. Rohrwalzwerk mit zwei Kalibern.

Der Herd des Schweißofens ist bei neuen Oefen 2,1 m breit und hat in der Mitte eine Rinne; die Einsetztüren befinden sich zu beiden Seiten dieser Rinne, und die gerollten Streifen werden im Ofen mehrmals gewendet, um sie auf allen Seiten der Hitze auszusetzen, ehe sie in die Rinne in der Ofenmitte gelegt werden, wobei sich die überlappten Ränder oben befinden. Je nach der Größe der Rohre und der Geschicklichkeit des Schweißers sind gleichzeitig zwei bis fünf gerollte Streifen im Ofen. Hat der Streifen in der Rinne Schweißhitze angenommen, so wird er in das Kaliber der Walzen ausgestoßen und über dem Dorn geschweißt. Bei kleineren Rohren sind in der Minute zwei Schweißungen möglich; das Rohr wird mit einer Geschwindigkeit von etwa 4 m/sk durch die Walzen gezogen. Nachdem es von der Dornstange abgestreift ist, wird es geprüft und geht entweder in den Schweißofen zurück oder weiter zu den Nachwalzen. Der Durchmesser der Schweißwalzen ist von dem Rohrdurchmesser abhängig:

größter Rohrdurchmesser	Durchmesser der Schweißwalzen
6" (152 mm)	24" (610 mm)
10" (254 »)	28" (711 »)
16" (406 »)	33" (838 »)
24" (610 »)	36" (914 »).

In den meisten Walzwerken werden mangelhaft geschweißte Rohre zur Einsetzseite des Schweißofens zurückgegeben, damit der Schweißer sie bei Gelegenheit wieder einsetzen kann. Nicht zu empfehlen ist es, solche Rohre in den Schweißofen von der Walzenseite aus einzubringen, weil damit die Uebersicht verloren geht und Störungen hervorgerufen werden. Im Kaliber steckengebliebene Rohre müssen zurückgezogen und das den Dorn enthaltende Ende abgeschnitten werden, worauf sie bei genügender Länge in den Schweißofen zurückgehen können. Um sicher zu schweißen, stehen auch auf einem Werke zwei Walzenpaare mit je einem Dorn dicht hintereinander; diese Anordnung nimmt jedoch mehr Raum ein und hat keinen besondern Vorteil.

Der Siemens-Ofen bringt bei kleinen Durchmessern mehr gerollte Streifen auf Schweißhitze, als mit einem Kaliber geschweißt werden können, während bei größeren Rohren gewöhnlich die Leistungsfähigkeit der Walzen nicht ausgenutzt wird. Für Rohre unter 6" (152 mm) werden daher im Schweißofen zwei Rinnen vorgesehen, und vor dem Ofen wird ein Walzenpaar aufgestellt, das zwei Kaliber nebeneinander enthält; Fig. 11 bis 13 zeigen ein solches Walzwerk.

Nach dem Walzen erhalten bei uns die Rohre noch auf der Kratzbank den genauen Durchmesser. Auch diese ist eine Schleppzangen-Ziehbank; hierbei streift der Ziehring auch den anhaftenden Zunder ab. Bei den amerikanischen Rohrwalzwerken bedient man sich für diesen Zweck eines zweiten Satzes kalibrierter Walzen, die entweder zwischen zwei Ständern gelagert, Fig. 14, oder auch fliegend angeordnet sind. In letzterem Falle können die Walzen rasch ausgewechselt werden, liegen jedoch nicht sehr fest.

In den Schweißwalzen tritt der größte Druck in der Mitte des Kalibers auf, wo die überlappten Ränder zusammengepreßt werden und das überflüssige Metall ausgedrückt wird; abgenutzte Schweißwalzen können daher nur durch Abdrehen auf einen kleineren Durchmesser wieder brauchbar gemacht werden. Die Nachwalzen werden dagegen infolge der größeren Umfangsgeschwindigkeit an den Seiten des Kalibers mehr abgenutzt; sie bestehen daher aus zwei Hälften, deren Teilungsebene durch die Mitte des Kalibers senkrecht zur Walzenachse geht; ausgeweitete Kaliber können durch Abdrehen der beiden Hälften an der Teilungsfläche wieder berichtigt werden, worauf das Kaliber noch nachgedreht wird. Bei kleineren Rohren kann jedes Stück mit Rücksicht auf das rasch nachfolgende nur einmal durch die Nachwalzen gehen; größere Rohre kann man wiederholt durchschicken, wobei man sie jedesmal um 90° dreht.

Von den Nachwalzen gelangt das Rohr zum Geraderichten. Dies geschieht für kleinere Rohre bei uns von Hand; das Rohr wird an einem Ende eingespannt und am andern von zwei oder drei Arbeitern durch Drücken und Biegen gerichtet. Auch die Mangel ist gebräuchlich; ferner kann das Rohr zwischen zwei lange zylindrische Walzen gelegt werden, die so eingestellt sind, daß das vollkommen gerade Rohr zwischen ihnen durchfallen kann. Das Geraderichten größerer Rohre geschieht allgemein im Schrägwalzwerk[1]). Das gerade gerichtete Rohr kommt auf ein Kühlbett, auf dem es langsam seitwärts rollt; dabei hängt es zur Führung solange an der Kette des Laufkranes, bis es genügend abgekühlt ist, um nicht mehr eingedrückt zu werden.

Der flotte Betrieb eines Röhrenwalzwerkes fordert, daß das Walzgut durchaus mechanisch fortbewegt wird. Für den maschinellen Antrieb empfiehlt sich Elektrizität, und auf den amerikanischen Werken hat sich besonders die Induktionstype des Dreiphasenmotors von Westinghouse bewährt. Als Kraftbedarf wird angegeben:

a) Rohrwalzwerke für überlappte Schweißung.

	Rohre von 4 bis 8" [102 bis 203 mm]		Rohre von 8 bis 16" [203 bis 406 mm]		Rohre von 16 bis 30" [406 bis 762 mm]	
	Motoren		Motoren		Motoren	
	Zahl	PS	Zahl	PS	Zahl	PS
fahrbarer Tisch vor dem Wärmofen	2	3	2	5	2	5
Walzen zum Abschrägen der Streifen	{ 1	40	1	50	1	50
	1	3	1	5	1	5
fahrbarer Tisch vor der Ziehbank	2	3	2	5	2	5
Ziehbank	1	40	1	50	—	—
Walzen zum Einrollen großer Streifen	—	—	{ 1	30	2	30
	—	—	3	5	3	5
Ausstoßvorrichtung vor dem Schweißofen	1	5	1	5	1	10
Schweißwalzwerk	1	150	1	250	1	300
Ausziehvorrichtung für die Dornstange	1	5	1	5	1	10
Nachwalzwerk	1	30	1	40	1	50
Schrägwalzwerk	2	15	2	20	2	20
Transportrinnen . . . bis:	4	3	4	3	4	5
Kühlbett	1	3	1	5	1	10

b) Rohrwalzwerke für stumpfe Schweißung.

	Rohre von 1/8 bis 2" [3,2 bis 51 mm]	
	Motoren	
	Zahl	PS
Schere, wenn das Streifenende zugeschnitten wird	1	5
Ziehbank	{ 1	3
	1	50
Nachwalzwerk	1	20
Schrägwalzwerk	2	10
Kühlbett	1	3

Die elektrischen Generatoren müssen die Hälfte von der Summe des angegebenen Kraftverbrauches liefern können. Die schwerste Arbeitsmaschine ist das Schweißwalzwerk, das aber seine Höchstleistung kaum je zwei Sekunden hindurch erfordert, oft aber eine noch viel größere Leistung abgeben muß, die dann das Schwungrad des Motors herzugeben hat.

Die Rohre werden schließlich an den Enden abgeschnitten und, wenn erforderlich, mit Gewinde versehen. Die Maschinen hierfür liegen zweckmäßig in einem eigenen Gebäude und erhalten einen gemeinsamen Antriebmotor mit Transmission.

Die Herstellung stumpf geschweißter Rohre soll nur kurz berührt werden. Die Blechstreifen werden auf der Herdsohle des Schweißofens nebeneinander gelegt, und für jeden ausgestoßenen wird sofort ein neuer eingesetzt. Bei der Ziehbank ist die größere Geschwindigkeit der Kette bemerkenswert; sie erreicht oft 2 m/sk. Statt der Kette hat man auch das Drahtseil, jedoch ohne besondern Erfolg, versucht. Die Ziehbank ist entweder vor der Ausstoßseite des Schweißofens fahrbar, oder sie läßt sich um einen Zapfen am rückwärtigen Ende drehen und beschreibt dann einen der Ofenbreite entsprechenden Bogen.

Fig. 14. Amerikanisches Rohrwalzwerk.

[1]) Für die Beschreibung eines solchen sowie einer Röhren-Ausstoß-Vorrichtung vergl. Frölich, Z. 1905 S. 466.

Letztere Ausführung ist weniger empfehlenswert, weil dabei der Blechstreifen unter einem Winkel aus dem Ofen gezogen wird. Für die kleinsten Rohre wird der Ziehring in der Zange angebracht. Fig. 1, und es wird in einem Zuge nur die halbe Länge des Rohres geschweißt.

Wo Rohre unter 1½" (38 mm) nicht stumpf, sondern überlappt geschweißt verlangt werden, wird bei uns über einem Dorne von 1½" geschweißt und die weitere Verjüngung des Durchmessers durch Ziehen im kalten Zustand erreicht. Rohre, welche eine geringere Wandstärke erhalten als üblich, z. B. für Röhrenkessel oder zur Auskleidung von Bohrlöchern, erfordern nur beim Wärmen und Schweißen besondere Vorsicht. Rohre mit starken Wandungen für Druckleitungen mit hoher Pressung werden in gleicher Weise hergestellt, solange der Durchmesser nicht zu klein und die Wandstärke nicht gar zu dick ist. In letzterem Falle werden zwei Rohre übereinander geschoben, auf Schweißhitze gebracht und zusammengeschweißt.

Die allgemeine Anordnung von amerikanischen Rohrwalzwerken für überlappt geschweißte Rohre ist aus den

Fig. 15.

Walzwerk für einmalige Schweißung.

a Wärmofen
b Schweißofen
c Beschickvorrichtung
d Abschrägwalzen
e Roll- bezw. Ziehbank
e_1 Rollwalzen
f Ausstoßvorrichtung
g Schweißwalzwerk
h Dorn-Ausziehvorrichtung
g_1 Umlauf
i Nachwalzwerk
k Schrägwalzwerk
l Kühlbett

Fig. 16.

Walzwerk für doppelte Schweißung.

vorstehenden Figuren ersichtlich. Fig. 15 zeigt ein Walzwerk für Rohre, die nur einmal zu schweißen sind. Dabei gehen etwa 80 vH der Erzeugung nach der ersten Schweißung zu den Nachwalzen, und nur der Rest bedarf einer zweiten Schweißung. Die Anordnung ist so gewählt, daß das Umdrehen der gerollten Streifen zum Vertauschen der beiden Enden zwischen Ziehbank und Einsetzmaschine vor dem Schweißofen vermieden wird. Nachdem nämlich das Ende, das zuerst in den Ziehtrichter gelangt, durch die Zange beschädigt und gefaltet ist, kann nur das andre Ende in die Schweißwalzen eingeführt werden. Fig. 15 zeigt auch besondere Rollwalzen zum Einrollen von Streifen für Rohre über 12" (305 mm) Dmr. Ist für sämtliche Rohre eine doppelte Schweißung vorgeschrieben, wie z. B. für Siederohre, so wird das Walzwerk nach Fig. 16 angelegt.

Die Leistung eines Walzwerkes für normale Rohre wird folgendermaßen angegeben:

Erzeugung in 10 st bei einmaliger Schweißung:

	Dmr.		Gewicht	Stückzahl	Gesamtgewicht
	Zoll engl.	mm	kg/m		t
stumpf geschweißt, 4,8 m lang	1/8	3.2	0.36	1800	3,1
	1/4	6.4	0.62	2000	6,0
	3/8	9.5	0,83	2500	9,9
	1/2	12,7	1,25	3000	18,0
	3/4	19,0	1.67	2700	21,6
	1	25,4	2,50	2600	32,2
	1 1/4	31,7	3,33	2400	38,4
	1 1/2	38,1	3,98	2000	38,3
	2	50,8	5,32	1600	40,9
überlappt geschweißt, 6 m lang	2	50,8	5.32	1000	31,9
	2 1/2	63,5	8,54	700	35,9
	3	76,2	11,16	600	40,2
	4	101,6	15,83	500	47,5
	6	152,4	27,76	350	58,3
	8	203,2	42,00	200	50,4
	10	254,0	59,50	140	49,8
	12	304,8	72,50	110	47,8
	16	406,4	93,20	80	44,8

Das Gewicht der verarbeiteten Streifen ist etwa um 10 vH größer als das Gewicht der fertigen Rohre, um den Abfall und Abbrand zu decken. Für überlappt zu schweißende Rohre von 2 bis 6" wird die Anwendung von Schweißwalzen mit 2 Kalibern nebeneinander empfohlen, wodurch die Tageserzeugung bei den zwei- bis dreizölligen Rohren um 75 vH und bei den sechszölligen noch um 30 vH erhöht werden soll. Der Antriebmotor des Schweißwalzwerkes ist aber dann für 200 PS statt 150 PS auszuführen.

Anschließend mag noch die Herstellung von Heiz- und Kühlschlangen erwähnt werden. Die einzelnen Rohre werden zunächst auf die Länge der Schlange zusammengeschweißt. Die beiden zu verbindenden Enden werden im Koksfeuer erhitzt und ausgeschmiedet, um an der Schweißstelle keine Verdickung im Material zu erhalten. Das eine Ende wird etwas eingezogen, das zweite aufgetrieben, beide ineinander gesteckt und unter dem Handhammer geschweißt. Rohre von kleinerem Durchmesser werden zu Schlangen gebogen, indem sie im kalten Zustande zwischen entsprechend einstellbaren senkrechten Rollen hindurchgehen. Die Ablenkung der einzelnen Windungen aus der Biegungsebene wird durch eine am Rollenständer vorhandene Führung erreicht. Größere Rohre werden im rotwarmen Zustande gebogen. Sie gehen hierzu zunächst durch einen langen, rinnenförmigen Ofenherd, der durch ein Koksfeuer geheizt wird, und werden beim Austritt auf einen eisernen Handhaspel aufgewunden. Die Umfangsgeschwindigkeit des Haspels ist so gering, daß das Rohr während seines Durchganges durch den Ofen auf Rotglut erwärmt wird. F. Schraml.

Auf der Weltausstellung in Lüttich befanden sich in der französischen Abteilung bei der Sammelausstellung der Kohlengruben des Loire Beckens Photographien, Pläne und Beschreibungen maschineller Einrichtungen dieser Gruben, die bemerkenswerte Einzelheiten aufwiesen.

Unter anderm war eine **Maschine zum Einhängen des Versatzes** (Hereinlassen von Material zum Zusetzen der bei der Kohlengewinnung entstandenen Hohlräume) wiedergegeben[1]), welche dazu dient, die bei dieser Arbeit auftretende überschüssige Kraft nicht durch Bremsen zu vernichten, sondern nutzbar zu machen. Diese Anlage befindet sich auf dem Schachte Saint-Joseph der Bergbau-Gesellschaft de Montrambert et de la Béraudière, Loire.

Die örtlichen Verhältnisse liegen folgendermaßen: Die Kohlenlager haben eine große Mächtigkeit und steiles Einfallen (Neigung). Zum Zusetzen der Abbaue muß daher von über Tage Versatzmaterial in reichlicher Menge in die Grube geschafft werden, das in der Nähe liegenden Steinbrüchen entnommen wird. Mit dieser Arbeit können die Förderschächte für die gewonnenen Kohlen nicht belastet werden. Die Bewegung von Kohle und Bergen (Versatz) ist deshalb so organisiert, daß in der Mitte der Lagerstätte die Schächte für die Kohlenförderung und die Wasserhaltung liegen, durch die gleichzeitig die frischen Wetter einfallen. Am Rande der Lagerstätte sind Schächte von 500 bis 600 m Tiefe nieder-

[1]) Comité des houillières de la Loire. Son rôle, ses travaux et son exposition.

gebracht, die dem Einhängen des Versatzmateriales dienen, und auf denen die Ventilatoren stehen, welche die schlechten Wetter aus der Grube absaugen. Diese Schächte stehen also unter Depression und müssen, um Luft- und Kraftverluste möglichst zu vermeiden, an der Hängebank (Schachtmündung) gegen die Außenluft abgeschlossen sein.

Laufen die Förderkörbe im Schacht, so dichtet ein Schachtdeckel ab, durch den das Förderseil hindurchgeht, und der vom ausfahrenden Korbe hochgenommen, vom niederfahrenden wieder aufgesetzt wird. Beim Auswechseln der Wagen an der Hängebank, d. h. bei abgehobenem Schachtdeckel, wird die Abdichtung dadurch erreicht, daß die Fördertrümer am Schacht in Verschalungen endigen, durch die die Förderkörbe mit dem Querschnitt der Verschalungen angepaßten Dichtungsplatten hindurchgehen; s. Fig. 1 bis 3.

Durch einen größeren Ausschlag des Steuerhebels kann der Maschinist bei Schachtreparaturen, Revisionen und Herausschaffen von Lasten aus der Grube mit der Maschine ohne weiteres als Fördermaschine fahren. Die im Behälter während der Kompressionsarbeit der Maschine aufgespeicherte Druckluft oder auch im Notfalle Dampf aus den benachbarten Kesseln dient dabei als Triebkraft. Es betätigen dann die Knaggenteile 4 und 8 für Vorwärts-, 1 und 5 für Rückwärtsgang die Steuerung in der bei Fördermaschinen üblichen Weise.

Die Maschine ist außerdem mit einer unabhängigen Luftdruckbremse ausgestattet, die eingreifen kann, falls der Widerstand bei der Kompression nicht genügend sein sollte. Natürlich liegt für diesen Fall auch die Möglichkeit vor, Gegendruck vom Luftkessel her zu geben.

Fig. 1 bis 3.

Maschinenanlage zum Einhängen von Versatz und zum Absaugen der Wetter auf Schacht St. Joseph.

Fig. 4.

Einlaßventil der Fördermaschine.

Fig. 5.

Die zum Hineinlassen des Versatzmateriales auf dem genannten Schachte gewählte Maschine ist eine Zwillings-Fördermaschine gewöhnlicher Konstruktion mit 550 mm Kolbendurchmesser und 1000 mm Hub. Die Einlaßventile sitzen auf, die Auslaßventile unter den Zylindern; beide werden durch seitwärts liegende Knaggenkörper gesteuert.

Ueber den doppelsitzigen Einlaßventilen *B*, Fig. 4, befinden sich selbsttätige Druckventile *A*. Der die Ventile bewegende Knaggenkörper ist nach Fig. 5 geformt. Wird Versatzmaterial eingelassen, so schiebt der Maschinist die Knaggenteile 2 und 6 für Vorwärts-, 3 und 7 für Rückwärtsgang vor die Ventilhebel. Die Einlaßventile *B* bleiben infolgedessen geschlossen, die Auslaßventile werden geöffnet. Durch die angehobenen Auslaßventile saugt der Kolben Luft an, komprimiert sie beim Rückgang und stößt die Druckluft mit 6 at in einen Behälter von 8½ cbm Inhalt, Fig. 1. Die Maschine läuft also als Kompressor, dessen Energieverbrauch der gerade nötigen Bremswirkung entsprechend vom Maschinisten eingestellt wird. Das Knaggenprofil für die Auslaßventile ist nämlich so ausgestaltet, Fig. 5, daß die Auspuffventile über die Dauer eines Hubes hinaus geöffnet bleiben können und von der angesaugten Luft mehr oder weniger viel wieder ausgestoßen wird, wodurch sich die Kompressionsarbeit entsprechend ändert. Zu Beginn des Einlassens von Versatz bleiben die Auslaßventile während eines ganzen Doppelhubes offen, so daß beim Anfahren nur die Eigenwiderstände der Maschine zu überwinden sind, aber keine Kompression auftritt.

Im Luftkessel wird der Druck auf 6 at konstant gehalten. Hierzu dienen ein selbsttätiges Absperrventil, nach dessen Abschluß die von der Maschine gelieferte überschüssige Druckluft in die für andre Zwecke vorhandene Druckluftleitung hineingedrückt wird, und ein Rückschlagventil, durch das beim Sinken des Druckes Luft von der Druckluftleitung her in den Kessel nachströmt.

Die jederzeit bequem auf Abbremsen oder Fördern einzustellende Maschine ist ein gelungenes Beispiel dafür, wie man die bei elektrischen Förderungen so willkommene Rücklieferung von Energie in das Netz auf den Druckluftbetrieb übertragen kann.

Ein neues Schiff, das man etwa als **»Dampfsegelschiff«** bezeichnen kann, ist auf der Werft von Rickmers Reismühlen A.-G. in Bremerhaven im Bau begriffen. Das als Fünfmastbark getakelte Schiff ist 122,75 m lang, 16,55 m über Hauptspant breit und hat 9,75 m Seitenhöhe; die Wasserverdrängung beträgt rd. 11 350 t, die Tragfähigkeit 8000 t. Bei günstigem Winde sollen die Segel, in engen Gewässern und bei Gegenwind eine Dreifach-Expansionsmaschine von 1000 PSi zur Fortbewegung benutzt werden. Die Geschwindigkeit unter Dampf soll 7 bis 8 Knoten betragen. Die Bunker sind groß genug, um 630 t Kohlen an Bord zu nehmen. Selbstverständlich sind die Ladewinden und die Steuereinrichtung auch für Dampfbetrieb eingerichtet.

G. E. Best, Brückenkommissar der Stadt New York, behandelt in einem längeren Bericht die für die Stadt New York so wichtige Frage der **Brücken über den East River** [1]. Bei dieser Erörterung der Verkehrsverhältnisse der Stadt in der Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft kommen die folgenden Brücken in Betracht [2]:

	Ausgangs- und Endpunkt	Bauart	ungefähre Baukosten, ausschließlich der Kosten für Landerwerb Dollars
Brooklyn-Brücke	Park Row in Manhattan; Washington Street in Brooklyn	Hängebrücke	10 975 168
Williamsburg-Brücke	Clinton und Delancey Street in Manhattan; Driggs und Roebling Street in Brooklyn	»	10 981 575
Manhattan-Brücke	Canal Street und Bowery in Manhattan; Nassau und Bridge Street in Brooklyn	»	12 000 000
Blackwells Island-Brücke	Second Avenue und 60 th Street in Manhattan; Crescent und Jane Street in Queens	Kragträgerbrücke	10 000 000

Die Brooklyn-Brücke ist seit ihrer Eröffnung beständig unter Aufsicht gehalten worden, so daß sie sich in sehr gutem Zustande befindet. Die Zahl der die Brücke benutzenden Personen hat sich in viel stärkerem Maße vergrößert, als man im Jahre 1890 annahm; damals glaubte man, daß die heutige Verkehrszahl erst im Jahre 1920 erreicht werden würde. Der Verkehr wird auch noch weiter zunehmen, bis die Manhattan-Brücke vollendet ist, wodurch die Brooklyn-Brücke etwas entlastet wird. Die heutigen Zustände sind infolge der Ueberfüllung der Bahnen und der mangelhaften Beschaffenheit der Abfahrpunkte nachgerade unhaltbar geworden. Am größten ist der Verkehr in den Morgenstunden zwischen 6 und 10 Uhr und in den Abendstunden zwischen 4 und 7 Uhr. Die folgende Aufstellung vom 17. Oktober 1904 gibt eine Uebersicht über die Personenzahl, welche die über die Brücke fahrenden Bahnen, die Fußgängerstege und die Fahrwege täglich benutzt:

	nach Manhattan	nach Brooklyn
Fahrgäste in Bahnen	190 545	166 431
Fußgänger	9 207	5 278
Personen in gewöhnlichen Wagen . .	1 773	1 541
Gesamtverkehr	201 525	173 250

Während der Zeit des größten Verkehres läßt die Hochbahn auf allen mit den Endpunkten der Brücke in Verbindung stehenden Linien 79 Züge oder ungefähr 400 Wagen stündlich verkehren.

Die Williamsburg-Brücke wurde dem Verkehr im Dezember 1903 übergeben, allerdings zuerst nur mit einem Fahrweg. Am 3. November 1904 wurde dann von drei verschiedenen Gesellschaften ein Straßenbahnverkehr auf den südlichen Gleisen der Brücke aufgenommen. Heute werden täglich auf diesem Gleis ungefähr 1000 Fahrten hin und zurück gemacht, womit ungefähr 30000 Personen befördert werden.

Die Manhattan-Brücke wird aller Wahrscheinlichkeit nach die leistungsfähigste aller über den East River gespannten Brücken werden. Außer dem 10 m breiten mittleren Fahrweg erhält sie 8 Eisenbahngleise, 4 Straßenbahngleise und 4 Gleise für die Hochbahn. Der Bau der Brücke war bereits am 30. November 1898 fest beschlossen. Anfang 1902 wurde der Entwurf für eine Seil-Hängebrücke angenommen, jedoch bald verworfen, worauf ein zweiter Entwurf für eine Hängebrücke mit Kettengliedern aus Nickelstahl in Erwägung gezogen wurde. Dabei zeigte sich, daß das Gewicht dieser Konstruktion bedeutend größer als das einer Seil-Hängebrücke ist; letztere soll sich außerdem in ungefähr der halben Zeit fertigstellen lassen. Ferner kommt in Betracht, daß New York bereits zwei Seil-Hängebrücken besitzt, die zur allgemeinen Zufriedenheit benutzt werden; es lag daher näher, die neue Manhattan-Brücke nach diesen Vorbildern zu bauen, statt daß eine Konstruktion ausgeführt würde, mit der man in Amerika noch keine Erfahrungen gemacht hat. Der letztgenannte Entwurf wurde daher schließlich nochmals umgestoßen und endgültig der Plan für eine Seil-Hängebrücke angenommen. Es ist möglich, daß diese Brücke bereits Anfang 1908 dem Verkehr übergeben wird, während man bei einer Kettengliederbrücke nicht vor 1910 fertig geworden wäre.

Die Arbeiten beim Bau der Blackwells Island-Brücke nehmen einen guten Fortschritt. Die Endpunkte auf der Manhattan-Seite sollen noch weiter ausgebildet werden, als man im ursprünglichen Plan angenommen hatte, so daß dem Verkehr von Anfang an große Bahnen eröffnet werden.

[1] Vergl. Z. 1904 S. 396, 1213, 1308

[2] The Iron Age 14. September 1905 S. 664.

Die Zeitschrift Marine Engineering enthält interessante Angaben über die **erste Reise** des großen amerikanischen **Dampfers »Dacota«**, der von der Eastern Shipbuilding Co. in New London, Conn., gebaut ist [1]. Die Reise ging von New York nach Coronel in Chile, wo 6 Tage Aufenthalt genommen wurden, von dort nach San Francisco, wo die Liegezeit 4 Tage betrug, und weiter nach Seattle in Alaska. Die in 49 Tagen 5 Stunden und 4 Minuten zurückgelegte Strecke betrug 14 879,4 Seemeilen; während dieser Zeit wurden 7367 t Kohlen verbrannt. Die höchste Geschwindigkeit belief sich auf 14,5 Knoten. Von den 16 Kesseln, mit denen das Schiff ausgerüstet ist, wurden während der Reise nur 12 gleichzeitig benutzt. Die Bedienungsmannschaft für Haupt- und Hülfsmaschinen sowie Kessel bestand aus 11 Maschinisten und Assistenten, 3 Elektrikern, 2 Maschinisten zur Bedienung der Kühlmaschinen, einem Maschinisten für die Hülfsmaschinen für Deckbedarf, 15 Schmierern, 9 Oberheizern, 36 Heizern und 30 Trimmern. Die selbsttätigen Beschickvorrichtungen vor den Kesseln arbeiteten während des ersten Teiles der Reise bis Coronel zufriedenstellend, mußten jedoch bald darauf ausgeschaltet werden, angeblich weil die in Chile an Bord genommene Kohle nicht dafür geeignet war. Unterwegs wurden verschiedene Reparaturen an den Beschickvorrichtungen vorgenommen, was sich leicht bewerkstelligen ließ, da man noch vier Ersatzkessel hatte, die man gegen die jeweils nicht ganz betriebfähigen Kessel auswechseln konnte. Die Kessel selbst gaben keinen Anlaß zu Anständen, obwohl sie beinahe während der ganzen Dauer der Fahrt mit künstlichem Zug betrieben wurden. Die Wasserverdrängung des Schiffes betrug unter Berücksichtigung von 5044 t Bunkerkohlen bei der Ausfahrt aus New York 31 000 t.

In den ersten Tagen dieses Monats ist die **Swinemünder Brücke in Berlin** dem Betrieb übergeben worden, die von allen Brücken Berlins die größte Spannweite hat. Sie führt die Swinemünder Straße im Norden der Stadt in schiefem Winkel über die zahlreichen Gleise der Ringbahnstation Gesundbrunnen, und zwar gestattete die Lage der Gleise die Aufstellung zweier Zwischenpfeiler in symmetrischer Anordnung, so daß sich drei Oeffnungsweiten von 60, 108 und 60 m ergaben. Das Brückenbauwerk ist in gleichmäßiger Berücksichtigung der technischen wie der ästhetischen Gesichtspunkte nach dem Gelenkträgersystem in hängebrückenartiger Form ausgebildet. Der Schwebeträger in der Mittelöffnung ist 48 m lang und hängt beiderseits an 30 m langen Kragarmen, die mit den 60 m langen Seitenarmen einen ohne Verankerung stabilen Ueberbau bilden. Der Abstand der Hauptträger von Mitte zu Mitte beträgt 12,0 m; außen sind beiderseits die Bürgersteige mit 3,0 m Nutzbreite ausgekragt. Für die künstlerische Ausschmückung der Brücke ist ausschließlich Schmiedeeisen verwandt.

Die Eisenkonstruktion der von der Berliner Bauverwaltung entworfenen Brücke im Gewicht von rd. 1700 t ist von der Firma Beuchelt & Co. in Grünberg geliefert, der Unterbau von dem Hofzimmermeister Th. Möbus in Berlin hergestellt, die Ausschmückung vom Architekten Bruno Möhring in Berlin entworfen worden.

Bereits vor einigen Monaten hat man mit dem Bau einer **Seil-Schwebebahn auf das Wetterhorn** begonnen, die nach Art der Langenschen Schwebebahn eingerichtet werden soll, mit dem Unterschiede, daß statt der festen Fahrschiene ein straff gespanntes Seil benutzt wird. Der Ausgangspunkt der Bahn liegt am oberen Grindelwald-Gletscher. Von hier führt sie

[1] Vergl. Z. 1903 S. 1356.

unter Ueberwindung von rd. 400 m Höhenunterschied zur Station Enge in etwa 1600 m Meereshöhe. Dann haben die Fahrgäste den sich von Norden nach Süden hinziehenden Enge-Pfad entlang zu einem zweiten Teil der Bahn zu gehen, der sie rd. 700 m höher zum vorläufigen Endpunkt bei der Gleckstein-Klubhütte auf 2366 m Höhe bringt. Die Wagen der Bahn werden möglichst leicht gebaut und sollen nur je 10 Personen fassen.

Zwischen den Städten **Mailand und Bergamo** soll eine vollspurige, mit Einphasenstrom betriebene **elektrische Bahn** angelegt werden. Die über Osio, Tretso, Gorgonzola und Cerusco führende Strecke ist 42 km lang und hat eine größte Steigung, allerdings nur auf einer ganz kurzen Strecke, von 11 ‰. Die Krümmungshalbmesser der wenigen Kurven sind sehr groß, so daß für Personenzüge eine größte Geschwindigkeit von 90 km/st zugelassen werden kann. Das Kraftwerk wird in Mailand gebaut.

Wie wir der Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 4. November entnehmen, sind kürzlich im Anschluß an Versuche, die bereits im Frühjahr auf der Eisenbahnstrecke Grunewald-Nedlitz bei Berlin unternommen waren und die einen günstigen Erfolg hatten, wiederum **Versuche mit Güter-Eilzügen** mit verbesserter selbsttätiger Luftdruckbremse Knorrscher Bauart angestellt worden. Die Züge wurden mit einer Geschwindigkeit bis zu 60 km/st auch auf den ansteigenden Strecken ohne Schwierigkeit befördert, und die Bremse entsprach der Bedingung, daß der Zug ohne gefährliche Stoßwirkungen und ohne übermäßige Abnutzung der Räder und Schienen zum Stehen kam. In Verbindung mit diesen Versuchen wurde auch eine neue selbsttätige Mittelkupplung erprobt.

Das **Dampfturbinen-Kraftwerk St. Ouen** bei Paris, das mit vier großen Turbodynamos, Bauart Brown-Boveri-Parsons, die Pariser Untergrundbahn mit Strom versorgt[1]), hat der Firma Brown, Boveri & Cie. in Mannheim-Käferthal die Lieferung von sechs weiteren **Turbineneinheiten** zu je **6000 KW** übertragen. Nach Aufstellung dieser Maschinensätze wird das Kraftwerk eine Leistungsfähigkeit von 90 000 PS_e aufweisen und damit zu den größten Werken seiner Art zählen; jedenfalls wird es die größte ausschließlich mit Dampfturbinen arbeitende Maschinenanlage sein.

Unsre Mitteilungen über den **Londoner Betrieb mit Motoromnibussen**[2]) ergänzen wir dahin, daß die Milnes-Daimler Co. in London, die, wie angegeben, bahnbrechend in der Einführung von Motoromnibussen vorgegangen ist, die Vertreterin der Daimler-Motorengesellschaft in Untertürkheim für England ist. Die von dieser Gesellschaft gelieferten Motoromnibusse sind von der Zweigniederlassung der Daimler-Motorengesellschaft in Berlin-Marienfelde ausgeführt worden.

Die »Soziale Praxis« berichtet nach einem Aufsatz in der italienischen Zeitschrift »Critica Sociale« über die in **Italien angestellten Versuche zur Lösung der Arbeitlosenfrage**. In Bologna und in Venedig waren Kassen zur Unterstützung von Arbeitlosen gegründet, aber sie haben sich als verfehlt erwiesen, vor allen Dingen deshalb, weil sich gerade diejenigen am häufigsten hatten einschreiben lassen, die der Gefahr der Arbeitlosigkeit am meisten ausgesetzt sind. Außerdem kennzeichnen sich diese Kassen als Wohltätigkeitsanstalten.

Auf ganz andrer Grundlage beruht eine neu errichtete Kasse in Mailand, deren oberster Grundsatz die Loslösung von dem Gedanken der Wohltätigkeitseinrichtung ist. Ihr Zweck soll sein, die Arbeiter zur Selbsthülfe zu erziehen. Die Träger der Versicherung sind die Berufsvereine der Arbeiter, denen durch verschiedene sozialpolitische Verbände, vor allem aber durch die Stadt, Zuschüsse von höchstens 50 vH der durch den Berufsverein zu gewährenden Unterstützungen zukommen. Länger als 60 Tage soll niemand unterstützt werden. Bedenklich erscheint die Bestimmung, daß bei unfreiwilliger Arbeitlosigkeit die Kasse ebenfalls in Tätigkeit treten soll, und zwar sind als Hauptfälle aufgezählt: die tote Jahreszeit, Schwankungen in Angebot und Nachfrage, industrielle Krisen, Betriebseinstellung infolge einer Veränderung des Betriebsortes oder infolge eines Unfalles, eines Maschinenschadens usw. Die Höhe der Unterstützung ist nicht fest bestimmt. In der Verwaltung haben alle beteiligten Verbände Sitz und Stimme; bei den Arbeiterorganisationen entfällt eine Stimme auf je 100 Teilnehmer.

Eine **Unterstützung für Stellungslose** hat der Bund der technisch-industriellen Beamten in Berlin eingerichtet. Mitglieder, die dem Bunde mindestens 12 Monate angehören und vor Beginn der Stellungslosigkeit wenigstens 6 Monate gegen Gehalt angestellt waren, erhalten, wenn sie einen monatlichen Beitrag von 2 ℳ zahlen und ein Jahr Mitglied gewesen sind, auf die Dauer von drei Monaten 1 ℳ für den Tag. Diese Summe steigt bei zweijähriger Mitgliedschaft auf 1,20 ℳ und so fort für jedes Jahr um 20 Pfg, bis der Betrag von 2 ℳ erreicht ist. Hat die Mitgliedschaft noch länger als 6 Jahre gedauert, so erhöht sich die Dauer der Zahlungen, so daß z. B. bei neunjähriger Mitgliedschaft 2 ℳ für den Tag sechs Monate lang gezahlt werden können. Wird ein monatlicher Beitrag von 3 ℳ geleistet, so steigert sich die Unterstützung um 50 vH. Für die ersten 15 Tage der Stellungslosigkeit wird keine Unterstützung gewährt. Bemerkenswert in den Bestimmungen ist, daß ein klagbarer Rechtsanspruch auf die Unterstützung nicht zugestanden wird; vielmehr sind »sämtliche zu leistende Unterstützungen freiwillige«. Diese Bestimmung soll jedoch nur deshalb aufgenommen sein, damit die Versicherung nicht der Aufsicht der staatlichen Behörde, die einen Kapitalgrundstock verlangen würde, unterliegt.

Ueber die **Verteilung der Anschlüsse von Elektromotoren auf die verschiedenen Betriebe** im Gebiet der Berliner Elektrizitätswerke[1]) gibt die folgende Zahlentafel Auskunft. Die Angaben beziehen sich auf den Stand vom 30. Juni 1905, zu welcher Zeit 12549 Elektromotoren mit insgesamt 39921 PS angeschlossen waren.

Betriebsart	Zahl	Leistung PS
Ventilatoren	1868	601
Pressen	1730	5005
Metallbearbeitung	1775	7551
Aufzüge	1698	9704
Holzbearbeitung	1241	4751
Fleischerei	678	2394
Schleif- und Poliermaschinen	376	1390
Papierbearbeitung	369	1149
Pumpen	252	906
Nähmaschinen	229	201
Tuchschneidemaschinen	194	140
Spül- und Waschmaschinen	230	672
Spulmaschinen	96	274
Lederbearbeitung	111	417
Galvanoplastik	75	239
Antrieb von Dynamomaschinen	76	809
Kaffeemühlen und Röstmaschinen	78	158
Hutbügelmaschinen	27	74
verschiedene Betriebe	1446	3491

Die Gesamtlänge des Kabelnetzes der Berliner Elektrizitätswerke betrug Ende Juni 1905 3736,4 km.

Eine eigenartige und nachahmenswerte **Gewinnbeteiligung** hat die Allgemeine Berliner Omnibusgesellschaft für ihre Angestellten eingerichtet. Jedem Angestellten wurde bisher jährlich die Dividende einer Aktie von 300 ℳ ausgezahlt; sie betrug in den letzten Jahren 45 ℳ. Jetzt hat aber der Aufsichtsrat der Gesellschaft beschlossen, die zu zahlende Dividende für die Arbeiter vom Anfang des Geschäftsjahres 1907 an zu verdoppeln.

Eine Londoner Gesellschaft hat vor einigen Tagen einen schnellen **Motoromnibusbetrieb** zwischen London und Brighton begonnen. Der hierbei verwendete Wagen besteht aus einer Raucher- und einer Nichtraucherabteilung und soll auf dem Verdeck Reisegepäck der Fahrgäste mitführen.

Ueber Mangel an **Ausstellungen** kann sich die **Automobilindustrie** nicht beklagen. Nachdem erst im vergangenen Monat die Internationale Ausstellung für Automobilwesen in Leipzig abgehalten worden ist, findet, wie alljährlich, im Dezember d. J. die Internationale Automobilausstellung

[1]) Vergl. Troske: Das Dampfturbinen-Kraftwerk St. Ouen, Z. 1905 S. 511 u. f.

[2]) Z. 1905 S. 1843.

[1]) Nach den »Mitteilungen der Berliner Elektrizitätswerke«, November 1905.

(Le Salon) in Paris statt, vom 3. bis zum 18. Februar die Internationale Automobilausstellung in Berlin, und für die Weltausstellung in Mailand [1]) ist gleichfalls eine umfangreiche Ausstellung von Erzeugnissen der Motorwagenindustrie in Aussicht genommen. Da hier indessen nur ein beschränkter Raum zur Verfügung steht, so müssen die Anmeldungen möglichst bald bewirkt werden. Alles Nähere ist von dem Deutschen Automobilklub, Berlin, Leipziger Platz 16, zu erfahren.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1614.

Die Anmeldungen zur Beteiligung an der im nächsten Jahre stattfindenden **Ausstellung in Mailand** sind bereits so zahlreich eingegangen, daß sich der Ausstellungs-Ausschuß veranlaßt gesehen hat, die in Benutzung zu nehmende Bodenfläche um rd. 46 000 qm zu vergrößern.

Vom 30. Juni 1904 bis zum 30. Juni 1905 sind bei den **Arbeiten am Panamakanal** rd. 626000 cbm Boden ausgeschachtet, wobei die Kosten durchschnittlich 58,6 cents/cbm betragen haben.

Das Kollegium der Abteilung für Maschinen-Ingenieurwesen an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin beabsichtigt, im Einverständnis mit Rektor und Senat der Hochschule, das Andenken an den kürzlich verstorbenen, um die Entwicklung des technischen Hochschulwesens Deutschlands und der technischen Wissenschaften hochverdienten

Franz Reuleaux

durch Errichtung eines **Denkmals innerhalb der Hochschule** zu ehren.

Wir glauben sicher zu sein, daß die zahlreichen Freunde, Schüler und Verehrer des Verstorbenen sich gern an dieser Ehrung beteiligen werden, und erbitten Beiträge an die

Depositenkasse A der Deutschen Bank, Berlin W. 8, Mauerstrafse 30

oder an eine der übrigen Depositenkassen der Deutschen Bank in Berlin, Charlottenburg usw. unter der ausdrücklichen Bezeichnung: **„Für den Reuleaux-Denkmal-Fonds.“**

I. A.:

W. Hartmann. A. Riedler. A. Slaby.

Patentbericht.

Kl. 7. Nr. 156330. Walzwerk. Victor Everett Edwards, Worcester (V. St. A.). Zwei Sätze von einkalibrigen, in einer Reihe angeordneten Walzen *bcd* und *mno* erhalten gemeinsamen Antrieb von der Riemenscheibe *h* und entgegengesetzte Drehung dadurch, daß die Antriebwelle bei dem Satze *bcd* unmittelbar mit den Oberwalzen, bei dem Satze *mno* mit den Unterwalzen verbunden ist. Das Walzgut geht, beginnend bei den Walzen *b*, in Richtung der Pfeile durch das Walzwerk, indem es durch gebogene Schienen *pq* und Leitrinnen *rs* zu dem nächsten Walzenpaar geführt wird und schließlich bei *o* das Walzwerk verläßt.

Kl. 7. Nr. 157982. Kontinuierliches Walzwerk. W. Frentrup, Essen. Die Achsen eines jeden der hintereinander liegenden und mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit angetriebenen Walzenpaare *ab*, *de* usw. sind in geringem Maße windschief gegeneinander und schräg zur Achse des Werkstückes *c* angeordnet. Letzteres soll hierdurch beim Durchgang durch die Walzen jedesmal um so viel gedreht werden, daß die in den Fugen der einzelnen Walzenpaare entstehenden Wulste der Grate stets dem Kalibergrunde des nächsten Walzenpaares zugeführt und wieder ausgewalzt werden.

Kl. 7. Nr. 157794. Herstellung nahtloser Rohre u. dergl. O. Briede, Benrath bei Düsseldorf. Ein massiver Block *b*, welcher auf der Vorschubvorrichtung *d* befestigt ist und durch diese beständig gegen einen Dorn *i* gedrückt wird, wird durch die hin- und herschwingenden Kaliberwalzen *a* über den Dorn hin zu einem Hohlkörper ausgestreckt. Hierbei schwingen das Werkstück und der Dorn mit, indem sie durch Stangen *gk* mit den Walzen *a* oder einem andern Antrieb verbunden sind.

Kl. 49. Nr. 157917. Schwanzhammer mit Reibräderantrieb. E. Zimmermann, Remscheid-Reinshagen. Der Hammerholm *g* trägt an seinem hinteren Ende eine Stange *p*, welche beim Niederdrücken des Fußhebels *q* von dem Reibräderpaar *uw* mitgenommen wird, und ist an einer Schraubenfeder *i* aufgehängt, die beim Anheben des Hammers *h* gespannt wird. Zum Auffangen des Rückschlages dient die Feder *o*. Sowohl der Hammerholm *g* als auch die Federn *i* und *o* sind in einem Schlitten *f* gelagert, der durch das Handrad *d* und die Schraubenspindel *c* in senkrechter Richtung eingestellt werden kann.

Kl. 49. Nr. 158169. Geradflächige Feilen. C. M. Ramm, Chemnitz. Die auf einer Planscheibe *p* sternförmig aufgespannten Feilen *a* werden durch einen an ihnen geradlinig vorbeigeführten Stahl geschnitten. Die erzeugten Zähne haben die Form von Kreisbogen mit gemeinsamem Mittelpunkt. Die Krümmung der einzelnen Kreisbogen ändert sich somit fortwährend, wodurch die Feilen den handgehauenen gleichkommen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 48. Sonnabend, den 2. Dezember 1905. Band 49.

Inhalt:

Adolf Dresel †

Am 5. November ist in Weimar auf einer Erholungsreise der Geheime Oberbaurat Adolf Dresel, einer der ersten Wasserbautechniker Preußens, dessen Name mit bedeutenden Arbeiten dieses Gebietes eng verknüpft ist, im Alter von 78 Jahren gestorben. Der Verstorbene hat in früheren Jahren auch dem Verein deutscher Ingenieure nahegestanden und im Jahr 1877 das Amt des Vorsitzenden des Gesamtvereines innegehabt.

Geboren im Jahr 1828 zu Meiderich, bestand Dresel 1854 die Staatsprüfung als Baumeister und trat zunächst in den Dienst der Köln-Mindener Eisenbahn; nach seiner Anstellung im Staatsdienste 1858 war er als Baumeister und Bauinspektor in verschiedenen Städten der Rheinprovinz tätig, zuletzt in Saarbrücken. Von dort ging er 1868 als Ober-Bauinspektor zur Königlichen Regierung in Stettin, wurde dort 1870 zum Regierungs- und Baurat ernannt und war in dieser Stellung fast zwei Jahrzehnte mit der Leitung der wasserbautechnischen Abteilung der Regierung betraut.

Hier fand er ein weites Feld für erfolgreiche Tätigkeit, die seinen Namen aufs innigste mit dem wirtschaftlichen Aufschwung der Stadt Stettin verknüpft hat. Schon früh erkannte er, daß Stettins Anteil am Welthandel nur erhalten und vermehrt werden könne, wenn es durch Regulierung der unteren Oder eine bessere Verbindung mit dem Meer erhalten würde, und der erste und bedeutungsvollste Schritt hierzu, der durch die im Jahr 1880 eröffnete »Kaiserfahrt« geschaffene kürzere Weg von Stettin nach Swinemünde, ist im wesentlichen auf seine Bemühungen zurückzuführen.

Diese Arbeiten erlitten auch durch die im Jahr 1886 erfolgte Berufung Dresels in das Ministerium der öffentlichen Arbeiten keine Unterbrechung; seine neue Stellung gab ihm vielmehr Gelegenheit, die in Stettin begonnenen Arbeiten an der Zentralstelle weiter zu fördern. Die Regulierung der Swine und die später erfolgte Vertiefung der Fahrrinne schufen für Stettin eine allen modernen Ansprüchen ge-

nügende Schiffahrtstraße zum Meer und befähigten diesen größten preußischen Hafenplatz, trotz des gesteigerten Wettbewerbes von Hamburg und Bremen seinen Handel fortwährend zu mehren und auszudehnen.

Ein weiterer für die Entwicklung Stettins bedeutungsvoller Schritt war der Ausbau der Oder als Binnenschiffahrtsweg, der gleichfalls von Dresel eingeleitet wurde; die Mittel dafür sind im verflossenen Jahre vom preußischen Landtag endgültig bewilligt worden.

Von andern Arbeiten, an denen Dresel beteiligt war, sind besonders zu nennen: die Regulierung der Weichsel und der Nogat sowie der Bau des Saßnitzer Hafens, vor allem aber der Bau des Dortmund-Ems-Kanales, dessen technische Oberleitung Dresel elf Jahre hindurch in Händen gehabt hat. Bei der Eröffnung dieses Kanales wurden Dresels Verdienste durch eine sehr seltene Auszeichnung, die Verleihung der Goldenen Medaille für Verdienste um das Bauwesen, anerkannt. Dresels letzte amtliche Tätigkeit war die Mitarbeit an dem Entwurf des Dortmund-Elbe-Kanales.

Noch körperlich gesund und geistig frisch, trat er 1901 mit 73 Jahren in den Ruhestand, und es war ihm vergönnt, nach einem arbeitsamen Leben einige Jahre der Erholung vorzugsweise in Italien verbringen zu können. Seine Verehrung für Schiller und Goethe führte ihn häufig, so auch noch in den letzten Wochen vor seinem Tode, nach Weimar, wo die Gruft der Dichterfürsten auf dem Friedhof sein Lieblingsaufenthalt war. Auf seinen Wunsch ist er in Gotha durch Feuer bestattet und an der Stätte seiner hauptsächlichsten Wirksamkeit, in Stettin, an der Seite seiner ihm bereits vor mehr als zwanzig Jahren vorangegangenen Gattin beigesetzt worden.

Im Dienst arbeitsam und gewissenhaft, war Dresel seinen Fachgenossen ein lieber Freund, der aus dem Schatze seiner reichen Erfahrungen stets bereitwillig mitteilte und andre zum Schaffen anregte.

Der Staat hat die Verdienste des Verstorbenen, außer durch die bereits erwähnte Verleihung der Goldenen Medaille, bei seinem Ausscheiden aus dem Staatsdienste durch den Kronenorden zweiter Klasse mit dem Stern belohnt.

Dem Verein deutscher Ingenieure war Dresel im Jahr 1864 im Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein beigetreten, wo er im Jahr 1868 den Vorsitz führte. Bei seiner Uebersiedelung nach Stettin trat er in den neu gebildeten Pommerschen Bezirksverein ein, dessen Geschäfte er von 1869 bis einschließlich 1882 ohne Unterbrechung als erster Vorsitzender leitete; 1877 war er, wie schon bemerkt, auch Vorsitzender des Gesamtvereines. Die vermehrte Last der Geschäfte zwang ihn später, sich vom Vereinsleben mehr und mehr zurückzuziehen. Mit seinen im Verein gewonnenen Freunden aber ist er bis an sein Lebensende in steter Fühlung geblieben, und wie sie werden auch wir sein Andenken stets in hohen Ehren halten.

Der Verein deutscher Ingenieure.

Luftpumpen für Schiffsmaschinen.

Von **C. Strebel**, Stettin.

Der nachfolgende Aufsatz soll sich mit den Luftpumpen für Schiffsmaschinenanlagen beschäftigen, die einerseits das Kondensat fortschaffen, anderseits durch Erzeugung eines Vakuums die Leistung der Hauptmaschinen und auch der Hülfsmaschinen vergrößern.

Die ältere Anordnung der Luftpumpe für Einspritzkondensation findet man heutzutage nur noch auf Flußschiffen und auf Süßwasserseeschiffen. In diesem Aufsatz soll nur die Luftpumpe für Oberflächenkondensation besprochen werden, und nur, wo Anlehnungen an die Luftpumpen für Einspritzkondensation vorhanden sind, soll auch von diesen die Rede sein.

A) An die Hauptmaschine angehängte Luftpumpen.

Die erste Frage, die sich der Konstrukteur vorlegt, ist: Wie groß mache ich die Abmessungen einer Luftpumpe, damit für den gewöhnlichen Betrieb ein gutes Vakuum erzielt und dauernd erhalten wird? Sucht man in technischen Büchern nach Angaben hierüber, so findet man fast in jedem Buch eine andre. Die in Zahlentafel 1 enthaltenen Beispiele von ausgeführten Maschinen mögen dies vor Augen führen.

Beispiel I ist so gewählt, daß sich die Werte unter 5 ungefähr decken. Ganz anders sehen die Werte unter 5 bei den Beispielen II, III und IV aus. Am deutlichsten zeigt Beispiel III die Verschiedenheit der Angaben für den Pumpendurchmesser. Im allgemeinen rechnet man mit 1 kg/qcm Druck, bezogen auf die Oberfläche der Pumpenkolben. Bei der ausgeführten Anlage III beträgt der Gesamtdruck auf den Kolben . . . . 3849 kg,
nach Angabe der »Hütte« . . . . 2240 »
das gibt im ersten Fall eine Mehrbelastung von 1609 kg.

Das Gestänge zum Bewegen des Pumpenkolbens muß also in diesem Falle bedeutend stärker gemacht werden. Ebenso hat die Hauptmaschine mehr Kraft aufzuwenden, die der Schraube, und somit der Geschwindigkeit des Schiffes, entzogen wird.

Da sich die Undichtigkeiten an einer Maschine nicht berechnen lassen, vielmehr von der Art der Kolbenstangenpackung und der Sorgfalt abhängen, mit welcher die Stopfbüchsen der Abdampfrohre nach dem Kondensator ausgeführt sind, ist es unmöglich, rechnerisch die Abmessungen der Luftpumpe zu bestimmen. Wie verschieden das Verhältnis des Volumens des Niederdruckzylinders zu dem der Luftpumpe gewählt wird, zeigt Zahlentafel 2 in Zeile 14 für Maschinenanlagen von Kriegs- und Handelsschiffen. Es sollte das Bestreben eines jeden Konstrukteurs sein, das Luftpumpenvolumen so klein wie möglich zu machen. Ein Vergleich der vorgeführten Zahlen zeigt, wie weit man damit gehen kann. Die Anlagen sind ausgeführt und haben sich bewährt. Manchmal werden bei Schiffsmaschinen 2 Luftpumpen angeordnet. Bei Handelsschiffsmaschinen findet man dies allerdings selten, öfter aber bei Kriegsschiffsmaschinen, weil die Maschinengrundfläche bei 2 Luftpumpen nicht so breit wird, oder weil das auf- und niedergehende Gestänge zur Gewichtausgleichung benutzt wird.

Ist D der Durchmesser der beiden Luftpumpen,
D_1 » » einer für die Anlage genügend großen Luftpumpe,

so macht man

$$2\frac{\pi D^2}{4}=\frac{\pi D_1^2}{4} \text{ oder } D = \infty\, 0{,}707\, D_1.$$

Die angehängten Luftpumpen sind entweder liegend oder stehend gebaut. Bei neueren Anlagen findet man fast ausschließlich die letztere Anordnung. Die Pumpe ist dann einfachwirkend; s. Fig. 1. Am Boden des Pumpengehäuses sind die Saugventile angeordnet. Das Wasser fließt der Pumpe auf geneigter Bahn vom Kondensator zu, so daß es beim Aufwärtsgang des Pumpenkolbens ohne bedeutende

Zahlentafel 1.

	Beispiel I: Kreuzermaschine			Beispiel II: Handelsschiffsmaschine			Beispiel III: Personen- und Frachtdampfer			Beispiel IV: Panzerschiff		
	ausgeführt	Hütte	Dr. Bauer	ausgeführt	Hütte	Dr. Bauer	ausgeführt	Hütte	Dr. Bauer	ausgeführt	Hütte	Dr. Bauer
1) Leistung der Hauptmaschine . . . PSi	4000	—	—	2050	—	—	3500	—	—	4600	—	—
2) Zylinderdurchmesser . . . . . mm	790, 1200, 1870			585, 940, 1520			642, 940, 1380, 1970			900, 1460, 2 mal 1560		
3) Hub der Hauptmaschine . . . »	710	—	—	950	—	—	1372	—	—	950	—	—
4) Zahl der Umläufe i. d. Min. . .	161	—	—	117	—	—	80	—	—	112,8	—	—
5) Durchmesser der Luftpumpe . . . mm	550	553	547	500	458	406	700	534	573	580	649	603
6) Hub der Luftpumpe . . . . . . »	370	—	—	475	—	—	680	—	—	500	—	—
7) Querschnitt des Niederdruckzylinders . . . . qcm	27465	—	—	18146	—	—	30481	—	—	38226	—	—
8) Querschnitt der Luftpumpe . . »	2376	—	—	1649	—	—	3849	—	—	2642	—	—
9) Kolbengeschwindigkeit der Hauptmaschine . . . . m/sk	3,81	—	—	3,7	—	—	3,658	—	—	3,572	—	—
10) Kolbengeschwindigkeit der Pumpe »	1,98	—	—	1,85	—	—	1,81	—	—	1,88	—	—
11) Volumen des Niederdruckzylinders cbm/sk	10,46	—	—	6,7	—	—	11,15	—	—	13,65	—	—
12) » » Pumpenzylinders . . »	0,47	0,48	0,465	0,36	0,31	0,24	0,7	0,41	0,47	0,5	0,62	0,54
13) Verhältnis dieser beiden Volumen zueinander	22,2	22	22,49	13,48	22	28	16	27,5	23,9	27,5	22	25,4

Anmerkung. Hütte heißt: nach dem Taschenbuch der Hütte. Dr. Bauer heißt: nach Dr. Bauers („Berechnung und Konstruktionen der Schiffsmaschinen und Kessel") Formel $f \times s = C \times N_i \times n$, worin: C = Konstante für Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen; f = Querschnitt des Pumpenzylinders in qdcm; s = Kolbenhub der Pumpe in dcm; N_i = Zahl der indizierten Pferdestärken; n = Anzahl der Umläufe.

Widerstände durch die Saugventile treten kann. Solange der Kolben in der Aufwärtsbewegung ist, kann außer der Luft und dem etwa noch nicht kondensierten Dampf das Wasser in den Pumpenzylinder treten; beim Niedergang des Kolbens öffnen sich die auf dem Kolben angeordneten Ventile und lassen das Gemisch von Wasser und Luft über den Kolben treten. Beim nächsten Aufhube schließen sich die Kolbenventile; das Gemisch wird durch die Druckventile gepreßt und gelangt in den Luftpumpendruckraum. Es ist vom Konstrukteur besonders darauf zu sehen, daß der schädliche Raum sowohl zwischen dem unteren Teil des Kolbens und den Saugventilen in der tiefsten Kolbenstellung als auch zwischen den Kolbenventilen und den Druckventilen in der höchsten Kolbenstellung möglichst klein ist. Das ist bei der angeführten Konstruktion nicht leicht zu erreichen, weil die flachen Wände mit Rippen verstärkt werden müssen, damit sie nicht durchfedern. Es ist gut, wenn man den Druckraum so ausbildet, daß die Ventile vom Wasser bedeckt werden und eine Wassersäule auf ihnen lastet, damit die oberen Druckventile, aus welchem Material sie auch sein mögen, stets gut schließen.

Fig. 1.

Stehende einfachwirkende Luftpumpe.

Eine zweite Bauart zeigt die Luftpumpe von Edwards, Fig. 2 bis 4. Sie wird ausschließlich stehend angeordnet.

Fig. 2 bis 4. Luftpumpe von Edwards.

Fig. 2. Fig. 3 und 4.

Da die Reparaturen infolge der geringen Anzahl der Ventile, und weil nur Druckventile vorhanden sind, bedeutend vermindert werden, ist diese Pumpenart in den letzten Jahren sehr viel im Schiffsbetriebe verwendet worden. Die Pumpe ist meist am Kondensator befestigt. Damit bei der Montage und später bei Reparaturen im Kondensator liegen gebliebene Stücke: Muttern, Schlüssel und dergl., nicht von der Pumpe angesogen werden und dann, beim Kolbenniedergang zwischen Pumpenboden und Kolben gelangend, Brüche der Maschinen verursachen, ist an dem Sauganschluß der Pumpe ein Wall angebracht, der solche Gegenstände zurückbehält. Um Ablagerungen rasch entfernen zu können, ist an dieser Stelle ein Hand- oder Schlammloch angebracht.

Zahlentafel 2. Angehängte

			1	2	3	4	5	6	7	8	9
			Handelsschiffe								
	Name und Schiffsart		Michel Angelo, Frachtdampfer	Stephan, Kabeldampfer	Venetia, Frachtdampfer	N. D. L., Frachtdampfer	N. D. L., Frachtdampfer	N. G. J., Personen- und Frachtdampfer	Patria, Personen- und Frachtdampfer	Friedrich der Große, Personen- und Frachtdampfer	Barbarossa, Personen- und Frachtdampfer
1	Bauart der Luftpumpe		Edwards	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	gewöhnliche Luftpumpe	desgl.	desgl.	desgl.
2	Leistung der Hauptmaschine	PSi	1150	1200	1650	2000	2500	2050	2100	2 von je 3000	2 von je 3500
3	Zylinderdurchmesser: Hochdruck	mm	520	500	600	540	600	585	608	640	642
	Zylinderdurchmesser: Mitteldruck	»	855	800	1000	910	1020	940	1030	970	940
	Zylinderdurchmesser: Niederdruck 1	»	1400	1800	1640	1570	1760	1520	1630	1330	1380
	Zylinderdurchmesser: Niederdruck 2	»	—	—	—	—	—	—	—	1920	1970
4	Kolbenhub	»	1000	1000	1100	1250	1250	950	1250	1400	1372
5	Füllung im Hochdruckzylinder	vH	72,3	70,0	76,5	75	72	70	66	73	73
6	Ueberdruck im Schieberkasten des Hochdruckzylinders	kg/qcm	12	13	12,66	14	14,5	11	12,5	15	15
7	minutliche Umläufe der Hauptmaschine		78	90	76	76,5	76,5	117	85	80	80
8	Kolbengeschwindigkeit der Hauptmaschine	m/sk	2,6	3,0	2,79	3,187	3,187	3,705	3,54	3,73	3,66
9	Volumen des Niederdruckzylinders	cbm/sk	4,004	3,981	5,89	6,17	7,754	6,706	7,39	10,8	11,16
10	Anzahl und Durchmesser der Pumpenzylinder	mm	1 mal 470	1 mal 400	1 mal 540	1 mal 500	1 mal 550	1 mal 500	1 mal 600	1 mal 680	1 mal 700
11	Hub der Luftpumpe	»	500	450	550	500	550	475	500	600	680
12	Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe	m/sk	1,3	1,35	1,39	1,27	1,40	1,852	1,41	1,6	1,81
13	Volumen der Luftpumpe	cbm/sk	0,226	0,170	0,318	0,249	0,333	0,364	0,399	0,581	0,697
14	Volumenverhältnis 9:13		17,7	23,4	18,5	24,8	23,3	18,4	18,5	18,6	16
15	gefördertes Volumen der Luftpumpe = 1/2 des beschriebenen Volumens	cbdcm/min	6780	5100	9540	7470	9990	10920	11970	17430	20910
16	Durchmesser des Saugrohres der Luftpumpe	mm	365	242	365	296	321	270	200	335	—
17	» » Druckrohres » »	»	310	130	305	150	180	220	150	160	270
18	Verhältnis Pumpenzylinderquerschnitt zu Saugrohrquerschnitt		1,6	2,7	2,19	2,8	2,93	3,43	9,0	4,12	—
19	Verhältnis Pumpenzylinderquerschnitt zu Druckrohrquerschnitt		2,3	9,4	3,18	11,1	9,3	5,18	15,96	14,4	6,71
20	freie Ventilöffnung	qm	0,0792	0,0432	0,1076	0,0602	0,079	0,047	0,079	0,086	0,137
21	Wassergeschwindigkeit im Ventil	m/sk	2,85	3,93	2,96	4,13	4,21	3,87	5,05	6,75	2,55
22	Vakuum	vH	88	95	90	93	93	92,0	90	90	—
23	Höhe der Wassersäule über Mitte Kolbenweg	m	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Bei dieser Pumpenanordnung muß der Raum zwischen Kolben und Boden möglichst klein sein. Man gibt nur soviel Spiel, daß, wenn die Lager und Gestängeteile verschleißen, der Kolben doch den Boden nicht berührt. Beim Hochgange des Kolbens sammelt sich das Kondensat in dem kegelförmig gestalteten Boden, und der niedergehende Pumpenkolben treibt das Wasser mitsamt der Luft gegen den aufwärts gekrümmten Teil des Bodens, von wo das Gemisch schräg aufwärts durch die Fenster des Pumpeneinsatzes gehoben wird. Das Gemisch tritt mit Ejektorwirkung über dem Kolben ein und reißt noch Luft aus dem Kondensator mit. Beim Kolbenaufgange wird das Kondensat durch die Druckventile gepreßt. Da der Kolben keine Ventile hat, kann auch der schädliche Raum zwischen Kolben und Druckventilplatte sehr klein gemacht werden. Dies ist ein weiterer Vorteil der Pumpe. Auch hier sind die Ventile möglichst unter Wasser zu halten. Zu dem Zweck ist die Druckventilplatte, in welche die einzelnen Ventile eingesetzt sind, mit einem erhöhten Rande versehen, der zugleich vorzüglich dazu geeignet ist, Rippenversteifungen an der oberen Seite der Platte anzubringen. Die obere Platte mit den Druckventilen wird meistens nicht mit dem Pumpenzylindereinsatz verschraubt, sondern durch den nach unten verlängerten Hals des Pumpendeckels, der zugleich als Stopfbüchse ausgebildet ist, Fig. 2, niedergedrückt. Falls durch einen unglücklichen Zufall die ganze Druckventilplatte zertrümmert ist, kann sie bei dieser Anordnung schnell ausgewechselt werden. Viele Konstrukteure dagegen halten es für nötig, die Platte auf dem Pumpenzylindereinsatz festzuschrauben; es werden dann Kopfschrauben verwendet, die gegen Losdrehen gesichert werden.

Damit die Ventile in der oberen Druckplatte auch während des Betriebes leicht überholt werden können, ist der Pumpendruckraum mit einem großen Handloch versehen; es können dann schadhaft gewordene Ventile in kurzer Zeit ausgewechselt werden. Das Handloch wird so hoch gelegt, daß sich seine Unterkante mindestens in gleicher Höhe mit dem Ueberfall für das geförderte Wasser befindet, um Verlust von Speisewasser zu vermeiden. Hierbei ist angenommen, daß das Wasser in einen tief liegenden Tank abfließt. Bei allen Luftpumpen, wo Fußventile vorhanden sind, gehört ein gewisser Druck im Kondensator dazu, diese zu öffnen. Je

Fig. 5 und 6.

Edwards-Dreikurbel-Luftpumpe, gekuppelt mit einer Dynamo.

größer die Kolbengeschwindigkeit der Pumpe wird, desto größer wird auch dieser Druck. Er ist die Ursache für die Verminderung der Leistung der Hauptmaschine. Bei der Edwards-Pumpe ist aber eine hohe Kolbengeschwindigkeit der Erreichung eines hohen Vakuums günstig, weil der durch die Fenster des Einsatzzylinders tretende Wasserstrahl mit großer Geschwindigkeit die vorher erwähnte Ejektorwirkung hervorbringt. Bei allen schnell laufenden

Luftpumpen.

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
Kriegsschiffe													
Beiboot	Feying, Kreuzer	Akebono, Torpedoboot	Hertha, Kreuzer	Hei-shew, Kreuzer	Kreuzer	Hohenzollern, Jacht und Kreuzer	Panzer	Kreuzer	Panzer	Panzer	Kreuzer	Nr. 24 bis 35, amerikanisches Torpedoboot	Stewart, amerikanischer Torpedojäger
desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	desgl.	Bailey	desgl.
1 von je	2 von je	2 von je	3 von je	2 von je	2 von je	2 von je	3 von je	3 von je	3 von je	3 von je	3 von je	2 von je	2 von je
700	2500	3000	3333	3750	4000	4500	4500	5200	4500	4600	4600	3000	4000
150	560	520	730	760	790	910	880	890	880	900	940	366	636
280	840	800	1160	1130	1200	1470	1380	1330	1380	1460	1460	575	837
420	2 mal 840	2 mal 864	2 mal 1160	2 mal 1210	1870	2350	2 mal 1540	2 mal 1530	2180	2 mal 1560	2 mal 1600	2 mal 660	2 mal 994
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
240	450	457	800	700	710	950	950	950	950	950	860	471	575
56,3	72	75	75,5	70,0	60,0	63	69,0	62,0	65,0	65,0	69,0	72,5	—
12	14,4	15,2	12,66	12,8	13,6	10,5	11,5	13,0	11,3	13,0	11,2	17,5	17,5
470	320	437	150	175	161,4	105	107,7	118,5	106,7	112,8	112,5	350	327
3,76	4,797	6,65	4,00	4,08	3,82	3,32	3,41	3,75	3,38	3,57	3,225	5,49	6,26
0,521	5,32	3,897	8,456	9,38	10,49	14,41	12,68	13,79	12,62	13,64	12,96	3,76	9,73
1 mal 200	1 mal 360	1 mal 432	1 mal 520	2 mal 360	1 mal 550	1 mal 500	2 mal 620	2 mal 480	2 mal 530	1 mal 580	2 mal 550	1×288 } doppelt wirkend	2×314 } doppelt wirkend
75	225	178	400	330	370	430	580	450	476	500	430	157	157
1,174	2,398	2,59	2,00	1,925	1,99	1,51	2,08	1,777	1,69	1,88	1,61	1,83	1,71
0,037	0,245	0,38	0,425	0,392	0,474	0,296	1,256	0,643	0,745	0,496	0,765	0,238	0,53
14,1	21,71	10,26	19,9	23,9	22,1	48,7	10,1	21,4	16,9	27,4	16,9	15,8	18,45
1107,6	7330	11400	12744	11758	14220	8867,5	37680	19290	22350	14880	22950	—	—
95	180	—	180	2 mal 180	240	2 mal 250	271	260	340	200	340	131	2 mal 144
70	130	—	150	2 » 140	150	1 » 280	220	230	230	200	230	118	2 » 131
4,43	4,00	—	8,36	4,0	5,26	2,0	10,5	6,81	4,8	8,4	5,2	4,81	4,72
8,16	7,6	—	12	6,6	13,4	3,18	15,9	8,7	10,6	8,4	11,4	6,0	5,7
0,012	0,04	—	0,064	0,053	0,0799	0,048	0,1028	0,0572	0,0709	0,1031	0,0799	0,061	0,0233
3,08	6,12	—	6,64	7,4	6,0	6,17	12,2	11,2	10,5	4,8	9,6	1,95	11,3
85,0	88	—	90	90	86,0	87	90,0	92,0	95,0	86,6	85,0	92	92,0
—	—	—	—	—	3,15	—	3,5	3,10	3,0	3,0	2,0	—	—

Maschinen ist daher als angehängte Luftpumpe eine Edwards-Pumpe zu empfehlen: also für Torpedoboote, oder angehängt an eine schnell laufende Kreiselpumpe für Hülfskondensatorbetrieb, oder unmittelbar gekuppelt mit einer Dynamo, Fig. 5 und 6, oder einer Dampfturbine.

Die nachfolgende Uebersicht über Versuche, die von Allen Son & Co. ausgeführt und in der Zeitschrift Engineering vom 31. Januar 1902 veröffentlicht sind, gibt in dieser Beziehung eine interessante Belehrung.

Zahlentafel 3.
Luftpumpe für 6800 kg Dampf in der Stunde.

Versuch Nr.	Uml./min	Leistung ltr/min	Vakuum vH	Kraftbedarf (elektrisch) PSi	Gegendruck-Druckrohr kg/qcm
1	146	113,6	96	4,3	0
2	148	295,3	96,8	5,2	0
3	154	359,3	96,8	5,7	0
4	168	454,4	94	5,9	0
5	164	513,4	93,6	5,9	0
6	160	499,8	93	6,3	0
7	152	499,8	93	6,6	0,70
8	167	113,6	96	4,3	0
9	159	113,6	96	4,6	0,35
10	146	113,6	96	4,9	0,70
11	151	499,8	83,5	7,0	0
12	151	499,8	83,5	7,2	0,35
13	188	499,8	82,7	8,2	0,70
14	151	499,8	73,5	6,8	0
15	148	499,8	73,5	7,6	0,35
16	131	499,8	73,5	8,9	0,70
17	170	113,6	73,5	6,1	0
18	166	113,6	73,5	6,18	0,35
19	160	113,6	73,5	7,4	0,70

Zahlen von ausgeführten Anlagen gibt

Zahlentafel 4.
Edwards-Dreikurbel-Luftpumpen, Fig. 5 und 6.

Bezeichnung der Pumpe	Maschinenleistung PSi	für kg Dampf i. d. Stunde	kg Dampf i. d. Sek.	Durchmesser der Pumpen mm	Hub der Pumpen mm	Umläufe i. d. Min.	Kolbengeschwindigkeit m/sk	Volumen der 3 Pumpen cbm/sk
1	882	6 804	1,89	3 × 254	178	160	0,95	0,144
2	1176	9 072	2,52	3 × 254	254	160	1,355	0,206
3	1765	13 608	3,78	3 × 305	305	140	1,423	0,312
4	2353	18 144	5,04	3 × 356	305	140	1,423	0,425
5	2941	22 680	6,3	3 × 381	305	150	1,525	0,522

Es ist mit einem Dampfverbrauch von 7,71 kg für 1 PS_i-st (17 lbs/IHP-st) gerechnet.

Hierzu gehören die Diagramme, Fig. 7 bis 9.

Bei diesen rasch laufenden Luftpumpen besteht das Pumpengehäuse aus Gußeisen, Ventilsitze, Pumpeneinsätze, Ventilfänger und Kolbenstange aus Bronze. Die Ventile, sogenannte Kinghornsche Ventile, sind aus bestem gewalztem Messingblech hergestellt. Pumpe Nr. 1 wird von einem Motor von 500 V Spannung angetrieben und saugt aus einem Kondensator von 167 qm Kühlfläche.

Eine Hauptbedingung der Edwards-Luftpumpe ist, daß man das Gestänge, also Pumpenbalanzier, Antriebstangen, Querhaupt, Pumpenkreuzkopf und Kolbenstange, stark genug macht; denn wenn auch der Kolben unten kegelig zugespitzt ist, so schlägt er doch mit großer Kraft auf das Wasser. Besonders leicht tritt dies ein, wenn beim Manövrieren des Schiffes die Hauptmaschine längere Zeit gestanden hat und sich durch die Hülfsmaschinen oder den konden-

Fig. 7 bis 9.

Diagramme einer Edwards-Pumpe.

sierten, im Ueberschuß erzeugten Dampf viel Wasser im Kondensator angesammelt hat. Das Gestänge fällt daher etwas schwerer aus als bei Luftpumpen mit Fuß- und Kolbenventilen.

Neuerdings werden Edwards-Pumpen von der Firma Alley & Maclellan, Glasgow, ausgeführt, und zwar als dreikurbelige Pumpen, die von einem besondern Motor oder durch Riementrieb bewegt werden. Diese Art Pumpen sind im Engineering vom 11. August 1905 S. 180 abgebildet. Die dort besprochene Pumpe hat 3 Zylinder von 255 mm Dmr. und 203 mm Hub und läuft normal mit 300 Uml./min. Die Kolbengeschwindigkeit beträgt somit 2,03 m/sk. Der ganze Antriebsmechanismus ist der Marine-Dampfmaschine nachgebildet. Die Pumpe zeichnet sich dadurch aus, daß sie mit mechanischer Schmierung versehen ist. Durch ein auf der Kurbelwelle sitzendes Exzenter wird eine kleine Pumpe angetrieben, die das Oel aus der Kurbelbilge saugt und in eine Rohrleitung drückt, welche nach jedem Grundlager eine Abzweigung hat. Aus dem betreffenden Grundlager läuft das Oel durch die angebohrte Kurbelwelle und Kurbelwange in den Kurbelzapfen, von wo aus es in das untere Pleuelstangenlager und weiter durch die hohlgebohrte Pleuelstange in das Kreuzkopflager gelangt. Der ganze Kurbeltrieb ist eingeschlossen und durch Türen mit Vorreibern zugänglich. Alle drei Luftpumpenzylinder haben gemeinsame Saugkammer und gemeinsamen Druckraum. Zum Unterschiede von andern Arten Edwards-Pumpen, die von einem Motor angetrieben werden, liegen hier die Luftpumpenzylinder oben, die Kurbelwelle unten; die Erzitterungen sollen durch diese Anordnung wesentlich vermindert sein. Für die Stopfbüchsen der Luftpumpenzylinder ist eine Metallpackung gewählt, die in der Mitte eine ringförmige Aussparung hat, in welche aus dem Pumpendruckraum durch ein 16 mm weites Rohr Wasser geleitet wird, um die Stopfbüchsen völlig dicht zu halten.

Die Höhe der ganzen Maschine von Unterkante Grundplatte bis Oberkante Luftpumpendeckel beträgt 2083 mm.

Eine dritte Art ist die doppeltwirkende Luftpumpe, wie sie von Bailey für Torpedoboote der amerikanischen Marine vielfach angewendet worden ist. Diese Pumpe ist in Fig. 10 bis 12 skizziert. Sie zeichnet sich dadurch aus, daß der Kolben eine sehr große Höhe hat. In den Kolbenumfang sind Rillen gedreht, so daß sich im Betrieb eine Wasserdichtung bildet. Das Wasser tritt in der Mitte in die Pumpe ein; an jedem

Fig. 10.

Doppeltwirkende Luftpumpe von Bailey. (liegende Anordnung)

Pumpenende befindet sich eine Ventilplatte, die auf der einen Seite auf der Kolbenstange geführt ist, auf der andern Seite in einer Zylinderführung ruht. Die Ventilplatten werden durch Federn an den Pumpenzlinder oder den Pumpeneinsatz gedrückt. Die Pumpe ist liegend angeordnet, Fig. 10, oder stehend, Fig. 11 und 12; das Wasser stürzt ihr vom Kondensator her zu. Der schädliche Raum ist sehr gering, und da die Pumpen doppeltwirkend sind, werden die Abmessungen klein. In der amerikanischen Kriegsmarine sind mit dieser Luftpumpe gute Leistungen erzielt worden. Falls man

Fig. 11 und 12.

Doppeltwirkende Luftpumpe von Bailey. (stehende Anordnung)

größere Pumpen dieser Art bauen wollte, würden die Endplatten zu befestigen und die einzelnen Ventile in die Platte einzubauen sein, Fig. 11. Um zu den Ventilen gelangen zu können, müßte man dann in den Deckeln Handlöcher anbringen.

Die Bailey-Pumpe läßt sich in der liegenden Anordnung während des Betriebes nicht so gut überholen, erstens, weil der Pumpenzylinder unter dem Flurboden liegt, und zweitens,

weil beim Aufnehmen eines Deckels zu viel Wasser verloren gehen würde.

Bei allen Luftpumpen ist darauf zu achten, daß der Sauganschluß am Pumpenzylinder richtig angebracht wird. Meistens findet man die Anordnung nach Fig. 13 und 14. Im normalen Betriebe stellt sich das Wasser in der gezeichneten Weise ein, und das kondensierte Wasser läuft der Pumpe aus dem Kondensator, wie angedeutet, zu. Die Luft kann überhaupt nicht ordentlich abgesogen werden, weil nur ein kleiner Streifen (im Grundriß, Fig. 14, mit a bezeichnet) frei bleibt, um die Luft durchtreten zu lassen. Es ist deshalb besser, unter dem Pumpenzylinder einen Sack anzubringen, wie ihn Fig. 15 und 16 zeigen; die Luft kann dann am ganzen untern Umfange des Pumpenzylinders abgesogen werden. Beim Anschluß des Saugrohres an den Pumpenzylinder zeigt sich erst der große Vorteil der Edwards-Pumpe. Während die Luft bei den andern Arten nur dann genügend fortgeschafft wird, wenn das Luftpumpenvolumen und die Saugrohre sehr groß bemessen werden, kann sie bei der Edwards-Pumpe bei tiefem Stande des Kolbens ohne weiteres über diesem in den Pumpenzylinder eintreten; s. Fig. 2 bis 4. Es können hier also alle Abmessungen mit Sicherheit verringert werden. Leider sind hierüber noch keine Versuche angestellt; ich bin aber fest davon überzeugt, daß sie eine große Gewichtersparnis erweisen würden. Das liegt ja allerdings nicht im Interesse des Patentinhabers, der seine Gebühren pro Zoll Pumpendurchmesser bekommt, der Konstrukteur aber soll, wo es geht, die Abmessungen verkleinern, um die Anlage billig zu machen.

Fig. 13 und 14.

Fig. 15 und 16.

Es sind jetzt die wichtigsten Teile der Luftpumpe zu besprechen, Teile, die allen Luftpumpen gemeinsam sind.

Der **Luftpumpenzylinder** besteht bei Handelsschiffsmaschinen meist aus Gußeisen, bei Kriegsschiffsmaschinen aus Bronze. Die Wandstärke ist vom Durchmesser der Pumpe abhängig und beträgt nach einer Erfahrungsformel für Gußeisen (s. Dr. Bauer) in der Regel $0{,}015\, D + 10$ mm, für Bronze $0{,}015\, D + 6$ mm, wenn D der Durchmesser der Luftpumpe in mm ist.

Die **Zylinderdeckel** werden, um an Wandstärke zu sparen, und um ihnen eine größere Festigkeit zu geben, nach außen oder innen kegelförmig gemacht; in ihnen ist die Kolbenstangen-Stopfbüchse angebracht. Weil möglichst verhindert werden muß, daß durch Undichtwerden der Stopfbüchse Luft in den Pumpenzylinder strömt, sind die Stopfbüchsen lang zu machen, mindestens 1½- bis 2 mal so lang wie der Kolbenstangendurchmesser. Die Stopfbüchsenbrille bekommt an dem oberen Teil eine oder auch mehrere Ausdrehungen, in denen sich Wasser ansammeln kann. Die Deckel bestehen bei Handelsschiffen aus Gußeisen oder Bronze, bei Kriegsschiffen aus Bronze, die Stopfbüchsenbrille entsprechend aus Gußeisen mit eingezogener Bronzebüchse bezw. aus Bronze.

Die **Kolbenstangen** sind am besten aus geschmiedeter Bronze oder aus ähnlichen Legierungen herzustellen. Der Durchmesser der Kolbenstange macht man im Mittel $d = 0{,}12\, D + 12$ mm.

Damit einseitiges Auslaufen der Stopfbüchse vermieden wird, läuft die Kolbenstange oder der Kreuzkopf in einer Geradführung; der Balanzier greift am Pumpenquerhaupt an, in dem die Kolbenstange befestigt ist. Werden außer der Luftpumpe noch Speise-, Lenz- und Klosettpumpen an das Pumpenquerhaupt angehängt, so ist besonders darauf zu achten, daß nicht etwa die Speisepumpe auf der einen Seite, die Lenzpumpe auf der andern Seite angreift, weil durch den ungleichen Druck eine Kippkraft entsteht, die nur durch eine schwere Bauart der Geradführung und des Querhauptes aufgenommen werden kann. Wird hier zu schwach konstruiert, so wird die Luftpumpen-Stopfbüchse schnell verschleißen, das Vakuum sinken und damit die Leistung der Hauptmaschine abnehmen.

Der **Kolben** der Luftpumpe besteht stets aus Bronze und hat bei den meisten Luftpumpen die Form, welche Fig. 17 und 18 zeigen. Dem flachen Teil gibt man eine Wandstärke $s = 0{,}02\, D + 8$ mm.

Fig. 17.
Weiches Gummiplattenventil.

Fig. 18.
Gewelltes Plattenventil.

Die Höhe des Packungsraumes h ist im Mittel $= 0{,}1\, D + 35$ mm. Als Kolbenpackung dient eine gute Manila-Hanfpackung, doch ist auch bereits Metallpackung ausgeführt. Der Kolbendeckel ist meist zum Nachziehen der Packung eingerichtet. Zwischen den Kolbenventilen sind Rippen angebracht, um den flachen Teil des Kolbens fest mit der Nabe zu verbinden.

Ganz anders sieht der Kolben der Edwards-Pumpe aus. Er ist gut passend abgedreht, und in den dichtenden Teil sind Nuten eingedreht, so daß im Betrieb eine Wasserdichtung hergestellt ist, die zugleich zur Schmierung dient; s. Fig. 2. Der untere kegelförmige Teil ist nötig, um das Aufschlagen auf das Wasser möglichst zu verringern; auch wird dem Wasser dadurch die Bewegungsrichtung angewiesen.

Fig. 19 bis 21.

Die **Kolbenstange** wird auf verschiedene Weise im Kolbenkörper befestigt; entweder nach Fig. 19 und 20 oder — wie bei der Edwards-Pumpe — nach Fig. 21.

Es ist bei der Befestigung der Kolbenstange im Kolben darauf zu achten, daß sich letzterer nicht auf der Stange drehen kann, weil, wenn er lose wird, schwere Maschinenbrüche entstehen können.

Der wichtigste Teil der Luftpumpen sind die **Ventile**. Früher verwandte man hierfür ausschließlich Gummi. So lange der Gummi in reinem lauwarmem Wasser liegt, hält er sich vorzüglich; sobald aber Oele und Fettsäuren mit heißem Wasser auf ihn einwirken, zersetzt er sich, wird brüchig, hart und ist für Luftpumpenventile unbrauchbar. Luftpumpen mit Gummiventilen geben dem Maschinenpersonal ständig zu tun; sie müssen oft überholt und die Ventilklappen ausgewechselt werden, damit das Vakuum während des Betriebes erhalten bleibt. Fig. 17 sowie 22 und 23 zeigen die gebräuchlichste Form elastischer Gummiklappen mit ihren Fängern. Die Harburger Gummikamm-Compagnie stellt Hartgummiventile her, wie in Fig. 24 dargestellt. Der Gummi hat ungefähr eine Zusammensetzung von

70,00 vH Zinkoxyd,
1,75 » Schwefel,
28,25 » reinem Gummi.

Fig. 22 und 23. Gummiventil.

Fig. 24. Gummiventil.

Diese Ventile sind mit kegelförmigen Federn belastet und haben eine längere Lebensdauer. Um die reibende Einwirkung der Federn auf die Hartgummi-Ventilplatten zu beseitigen, sind auf diesen 2 bis 3 mm starke Metallplatten befestigt, wie in Fig. 24 angegeben. Da das Gewicht dieser Ventile unverhältnismäßig groß ist, so werden sie, wie Fig. 25 zeigt, mit unterer Garnierung aus Idealgummi hergestellt. Ich halte die Verwendung solcher Gummiventile für unrichtig, weil sie erstens zu schwer, zweitens dem Angriff durch Fettsäuren und heißes Wasser ausgesetzt sind.

Fig. 25.

Hartgummi
fest verbunden
weicher Gummi

Fig. 26 und 27. Bronzeventile.

Fig. 26. Fig. 27.

Kleinere Luftpumpen, besonders solche für Hülfskondensatorbetrieb, wie sie später noch ausführlich behandelt werden sollen, haben Bronzeventile, wie in Fig. 26 dargestellt. Wenn die Ventile gegossen und, wie es meistens geschieht, nur auf der Sitzfläche bearbeitet sind, so fallen sie zu schwer aus, verursachen also für die Pumpe einen zu großen Saugwiderstand. Auch das Ventil Fig. 27 ist hierfür ein Beispiel. Es ist für die großen Luftpumpenmaschinen der Schnelldampfer »Auguste Victoria« und »Fürst Bismarck« verwendet worden. Wenn auch der Hub dieser gegossenen Ventile klein gemacht werden kann, um zu vermeiden, daß sie beim Oeffnen und besonders beim Schließen klappen, so ist vom Standpunkt des Konstrukteurs doch einer andern Ventilsorte der Vorzug zu geben. Ich meine die Metallventile, wie sie von Kinghorn in Liverpool ausgeführt werden und ihrer Vorzüge wegen weite Verbreitung gefunden haben.

Diese Ventile werden in verschiedenen Formen hergestellt. Ein Ventil ohne Federn zeigt Fig. 28. Es hat drei Scheiben übereinander, deren jede Scheibe sich frei auf dem mittleren Führungsbolzen bewegen kann. Die untere und die mittlere Scheibe können durchlöchert, die Löcher müssen aber so angeordnet sein, daß beim Schluß der Platten kein Wasser durch alle drei Platten zugleich treten kann. Beim Oeffnen des Ventiles schaffen diese Löcher eine größere Durchtrittsöffnung; beim Schluß des Ventiles oder beim Anschlag an die Fänger vermindern sie die Ventilstöße, da ein Gemisch von Luft und Wasser während des Hubes zwischen die Platten getreten ist, beim Schluß aber sanft herausgedrückt wird.

Fig. 28. Kinghorn-Ventil ohne Feder.

Diese Ventile arbeiten geräuschlos und nutzen sich sehr wenig ab. Dasselbe läßt sich von den mit Federn belasteten Plattenventilen sagen; Fig. 29 zeigt eine Ausführung, wie sie ebenfalls Kinghorn herstellt. Diese Ventile können in jeder Lage angebracht werden, denn der Federdruck schließt das Ventil.

Fig. 29 und 30. Kinghorn-Ventile mit Federbelastung.

Fig. 29. Fig. 30.

Eine andre Anordnung der Feder ermöglicht, daß das Ventil bei einem plötzlichen größeren Wasserschub, wie er bei angehängten Luftpumpen sehr leicht entstehen kann, wenn die Hauptmaschine eine Zeitlang gestoppt war, auch einen größeren Hub annehmen kann. Fig. 30 erläutert dies deutlich. Für gewöhnlich dient der kleine Fänger *a* dazu, die Ventilplatten aufzufangen; bei größerem Wasserandrang wird die Feder *b* zusammengepreßt, bis Fänger *a* sich in die Ausdrehung des Fängers *c* gelegt hat.

Diese Plattenventile haben den großen Vorzug vor massiven Bronzeventilen, daß sie, falls wirklich einmal eine Ventilplatte zerbrechen sollte, nicht Anlaß geben können, daß Grätings innerhalb der Pumpe oder gar der Pumpenkolben selber zertrümmert wird. Die Platten sind so dünn, daß sie nur verbogen werden.

Fig. 31 und 32. Kinghorn-Ventil mit biegsamer Platte

Eine Abart dieser Platten sind die biegsamen Ventilplatten; sie werden aus sehr elastischem Stoff gefertigt und in einer oder zwei Lagen angebracht. Wenn zwei Platten verwendet werden, ist die untere mit Löchern versehen, um Wasser und Luft zwischen die Platten zu lassen. Es wird dann die vorher beschriebene Pufferwirkung

hervorgebracht. Fig. 31 und 32 zeigt ein derartiges Ventil von Kinghorn.

Zahlentafel 5 gibt für verschiedene Ventildurchmesser die besten Ventilhübe; die Abmessungen sind von Kinghorn angegeben.

Zahlentafel 5. Ventile von Klinghorn.

Durchmesser der Ventilplatte		Hub für mehrfache Plattenventile		Hub für biegsame Ventilplatten	
Zoll engl.	mm	Zoll engl.	mm	Zoll engl.	mm
3	76	$^5/_{16}$	8	—	—
4	102	$^3/_8$	10	—	—
5	127	$^7/_{16}$	11	$^1/_2$	13
6	152	$^1/_2$	13	$^9/_{16}$	14
7	176	$^9/_{16}$	14	$^{11}/_{16}$	17
8	203	$^5/_8$	16	$^3/_4$	19
9	229	$^{11}/_{16}$	17	$^7/_8$	22
10	254	$^3/_4$	19	$^{15}/_{16}$	24
11	279	$^{13}/_{16}$	21	1	25
12	305	$^7/_8$	22	$1^1/_8$	28,6
13	330	$^{15}/_{16}$	24	$1^1/_4$	32
14	356	1	25	$1^5/_{16}$	33
15	381	$1^1/_{16}$	27	$1^3/_8$	35
16	406	$1^3/_{32}$	28	$1^1/_2$	38
17	432	$1^1/_8$	28,6	$1^5/_8$	41
18	457	$1^5/_{32}$	29,4	$1^{11}/_{16}$	43
19	483	$1^3/_{16}$	30	$1^3/_4$	44
20	508	$1^7/_{32}$	31	$1^7/_8$	48
21	533	$1^1/_4$	32	2	51
22	559	$1^9/_{32}$	32,5	$2^1/_{16}$	52
23	584	$1^5/_{16}$	33	$2^3/_{16}$	56
24	606	$1^{11}/_{32}$	34	$2^5/_{16}$	59

Von Plattenventilen wird auch eine Bauart viel benutzt, wie sie Fig. 33 und 34 zeigen. Auch diese Ventile sind leicht und haben sich vorzüglich bewährt. G. & J. Weir wandten sie früher ausschließlich an; jetzt ist die Firma ganz zu den Kinghorn-Ventilen übergegangen.

Fig. 33 und 34.

Plattenventile.

Die als einfache Metallscheibe und gewellt ausgeführte Ventilplatte, Fig. 35 und 18, ist sehr widerstandsfähig. Diese Ausführung besteht immer nur aus einer Scheibe. Der Klappenfänger hat wellenförmige Aussparungen, in die sich die Erhöhungen der Platte schmiegen; er ist durch Rippen versteift, zwischen denen sich Löcher befinden, die das hochgeschleuderte Wasser entweichen lassen. Auch diese Konstruktion hat sich gut bewährt. Es wird eine zweiteilige

Fig. 35.

Ventil mit wellenförmiger Platte.

Presse aus gehärtetem Stahl mitgegeben, so daß Ersatzstücke aus 2 mm starkem Messingblech leicht an Bord hergestellt werden können.

Zwischen dem Druckraum und dem Saugraum der Luftpumpen wird ein federbelastetes Ueberdruckventil eingebaut, damit bei plötzlich vergrößertem Wasserzufluß keine Wasserschläge in der Rohrleitung auftreten können. Obwohl die Druckseite stets mit einem Windkessel versehen wird, ist es doch gut, ein Rücklaufventil einzuschalten.

Viele Maschinisten sind beim Anlassen der Maschinen unvorsichtig; sie öffnen das Manövrierventil gleich zu weit, die Hauptmaschinen springen mit großer Geschwindigkeit an, und es treten bei der angehängten Luftpumpe die Mängel hervor, die leicht zu einer Maschinenhavarie führen können. Weil die Luftpumpe während des Stillstandes der Hauptmaschine auch gestoppt war, ist das Vakuum gefallen und das rasche Anspringen in Frage gestellt. Dies war der Hauptgrund, unabhängige Luftpumpenmaschinen anzuordnen. Ein weiterer Grund war, daß die Luftpumpen bei den immer größer werdenden Maschinenanlagen zu groß wurden. Wie sich die unabhängigen Luftpumpen allmählich zu den jetzt so vollkommenen Maschinen entwickelt haben, soll an einzelnen Beispielen gezeigt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Photographische Messung der Meereswellen.

Von Professor **W. Laas**, Berlin.

(hierzu Textblatt 9 bis 11)[1])

(Fortsetzung von S. 1895)

Bildwinkel, Meßfeld.

Die Größe des Bildes innerhalb der Achsenspitzen beträgt im Mittel 164 mm; nennen wir den Bildwinkel 2φ, so ist $\operatorname{tg}\varphi = \frac{82}{182} = 0{,}451$; $\varphi = 24^0\,20'$; $2\varphi = 48^0\,40'$.

Für wagerechte Lage der optischen Achse ergibt sich daraus das in Fig. 12 gestrichelt dargestellte Meßfeld; es beginnt mit einer Spitze und breitet sich von dort gleichmäßig nach vorn und hinten aus. Der Abstand der Spitze vom Schiff beträgt zwischen Apparat I und II rd. 26 m, zwischen Apparat II und III rd. 40 m.

In der Nähe des Schiffes ist das Meßfeld sehr schmal, und seine Breite bleibt stets geringer als die Entfernung vom Schiff; in 200 m Abstand beträgt z. B. die Breite des Meßfeldes zwischen Apparat I und II nur 155 m. In Fig. 13 ist dargestellt, welcher Teil der Aufnahmen meßbar ist; im Verhältnis zur Größe der Platte ist das Meßfeld darauf recht gering, nur 40,8 und 26,4 vH der aufgenommenen Wasserfläche.

Um das Meßfeld in der Nähe ausgedehnter zu machen, war ursprünglich beabsichtigt, die Achsen I und II gegeneinander um 15° nach innen zu neigen. Das Meßfeld hätte dann die Form von Fig. 14 angenommen, wäre also in der Nähe besser gewesen, in der Ferne dagegen schlechter geworden. Abgesehen von der Schwierigkeit einer genauen Winkelmessung wurde jedoch mit Rücksicht auf die spätere Aufmessung der Platten die parallele Aufstellung vorgezogen.

Eine geringe Verbesserung wäre durch Verkürzung der Standlinien zu erreichen. Im vorliegenden Falle machten die Bordverhältnisse eine andre Wahl der Standlinien untunlich; für spätere Aufnahmen wird es sich (auch aus später zu besprechenden Gründen der Aufmessung mit dem Stereokomparator) aber empfehlen, die Standlinien kürzer zu wählen, etwa 10 m lang; die dadurch geringer werdende

[1]) veröffentlicht in Nr. 47.

Fig. 12.

Meßfeld; optische Achsen parallel.

Meßgenauigkeit (die theoretisch direkt proportional den Standlinie ist) wird durch den Umstand ausgeglichen, daß die Apparate in 10 m Abstand zweifellos viel genauer und sicherer ausgerichtet und festgestellt werden können, daß dann also die Fehler der ungenauen Aufstellung und der Schiffsbewegungen fortfallen.

Außerdem wird es sich für die Zukunft empfehlen, größere Bildwinkel zu verwenden. Spezial-Weitwinkelobjektive (Goerz-Lynkeioskop oder gar Hypergon) werden allerdings bei

Fig. 13.

Meßfeld auf Platte 18 × 18 cm; Brennweite 182 mm.

der bereits erwähnten geringen Belichtung bei hohem Seegang nicht zu empfehlen sein, da sie zu lichtschwach sind; außerdem verringert sich bei den geringen Brennweiten dieser Objekte die Meßgenauigkeit. Die benutzten Objektive sollen nach Angabe der Firma eine Platte von 21 × 27 cm bei kleinen Blenden noch scharf auszeichnen. Eine größere Kamera als für 18 × 24 cm-Platten dürfte für schweren Seegang kaum zu empfehlen sein. Falls also lichtempfindlichere Platten benutzt werden können, die eine wesentlich kleinere

Fig. 14.

Meßfeld; optische Achsen mit 15° Innenneigung in der Horizontalebene.

Blende gestatten, darf man mit den benutzten, besonders lichtstarken Objektiven wohl für Platten von 18 × 24 cm meßscharfe Bilder erwarten.

Das Meßfeld für diesen Fall würde sich wie folgt ergeben, Fig. 15: Plattenbreite 240 mm, Abzug für wagerechte Spitzen rd. 15 mm, also Meßbreite 225 mm. Der halbe Bildwinkel φ folgt aus $\operatorname{tg} \varphi = \frac{112,5}{182} \infty 0,627$ zu $\varphi = 32°$; der ganze Bildwinkel also zu 64° gegen 48° 40′ bei den Platten 18 × 18. Die Breite des Meßfeldes würde in 200 m Abstand von 155 auf 235 m und in 300 m Abstand von 240 auf 355 m wachsen; das dürfte selbst für die allergrößten Wellen genügen. Fig. 16 zeigt die Vergrößerung des Meßfeldes auf der Platte von 40,8 vH, Fig. 13, auf 54 vH bei der gleichen Standlinie und auf 78,9 vH bei einer Standlinie von 10 m.

Weiter würde es sich empfehlen, die Apparate wesentlich höher aufzustellen. Wie groß dabei die Verbesserung ist, zeigt Fig. 16: das Meßfeld wächst auf 87 vH der aufgenommenen Wasserfläche. Noch wesentlicher aber ist die Verbesserung, welche Fig. 17 deutlich zum Ausdruck bringt; sie zeigt die Verbreiterung der einzelnen Zonen für 9 m und 15 m Standhöhe. Die hauptsächlich für große Wellen in Betracht kommende Zone von 100 bis 300 m wächst von 6 mm Breite auf 9 mm Breite, die Verbesserung beträgt also rd. 60 vH.

Einfluß der schiefen Lage des Schiffes auf die Aufnahmen.

Die geneigte Lage des Schiffes beim Schlingern, erkennbar durch die Verschiebung der Kimm gegen die wagerechte Spitzenlinie, bewirkt eine Verschiebung des Meßfeldes; diese Verschiebung ist in weiten Grenzen nicht störend für die Aufmessung.

Die verschiedenen Höhen der Apparate über Wasser beim Stampfen des Schiffes haben folgende Wirkung:

Zunächst wird trotz großer Verschiedenheiten in der Höhe die Kimm stets bei allen Apparaten gleiche Lage gegenüber der Spitzenlinie zeigen, wie folgende Rechnung erweist:

Selbst bei einer derartig starken Stampfbewegung, daß der Unterschied zwischen 2 Apparaten 3 m beträgt, wenn also die Höhe über Wasser für den einen Apparat zu 9 m,

Fig. 15.

Meßfeld für Weitwinkelapparate; 10 m Standlinie; 9 m bezw. 15 m Standhöhe.

für den andern zu 6 oder 12 m angenommen wird, ist die Differenz der Kimmwinkel nur verschwindend gering: Kimmwinkel für 9 m über Wasser = 5' 20", für 6 m = 4' 21", für 12 m = 6' 10"; die Differenz δ beträgt also höchstens 1', Fig. 18.

Die Verschiebung der Kimmlinie auf der Platte (Kimm in der wagerechten Spitzenlinie angenommen) ergibt sich daraus zu

$$182 \operatorname{tg} \delta = 0{,}053 \text{ mm}.$$

Wenn bei schlingerndem Schiff die Kimm um den Winkel φ gegen die wagerechte Spitzenlinie verschoben ist, so ist die Verschiebung auf der Platte = $182\,[\operatorname{tg}(\varphi \pm \delta) - \operatorname{tg}\varphi]$. Für den äußersten Grenzfall (Kimm auf dem Plattenrand) ist $\varphi = 24^0\ 20'$; also $\operatorname{tg}(\varphi \pm \delta) - \operatorname{tg}\varphi = \pm\, 0{,}00035$ und die Verschiebung auf der Platte $= 182 \cdot 0{,}00035 = \pm\, 0{,}064$ mm. Selbst in diesem äußersten, nie erreichten Falle bleibt also die Verschiebung unterhalb der Meßfehler, ist somit vollständig zu vernachlässigen, besonders da die Höhenunterschiede zwischen zwei benachbarten Apparaten wesentlich geringer sind als angenommen. Der Einfluß der verschiedenen Höhen der Apparate über Wasser (beim stampfenden Schiff) kann natürlich bei nahe gelegenen Punkten nicht vernachlässigt werden. Fig. 19 zeigt diesen Einfluß unter der Annahme, daß das Schiff so stark stampft, daß Apparat I 9 m, Apparat II nur 6 m über Wasser liegt. Ein Punkt A im Abstand von 100 m würde sich

auf Platte I

in a_1 in $182 \frac{9}{100} = 16{,}4$ mm Abstand von der Kimm

und auf Platte II

in a_2 in $182 \frac{6}{100} = 10{,}9$ » » » » »

zeigen.

Fig. 17.

Fig. 16.

Meßfeld auf Platte 18 × 24; Brennweite 182 mm; Standlinie 10 m.

Für die Aufmessung ist auch diese Verschiebung in den tatsächlich auftretenden Grenzen nicht störend.

Genauigkeit der Messung; Fehlerquellen.

Bei dem später beschriebenen Meßverfahren ist mit dem Mikroskop die erste Dezimale der Millimeter völlig sicher zu messen; unsicher und nur zu schätzen ist die zweite Dezimale. Die Meßfehler liegen also unterhalb 0,05 mm; bei den Abmessungen der benutzten Kamera ergibt dies Fehler in der Höhe der Wellenpunkte im Abstand von 100 m zu $\frac{100}{0{,}182} \cdot 0{,}05 = 27$ mm, und selbst bei 300 m Abstand (weiter hinaus kann man Wellen kaum mehr messen, da sie zu sehr von den vorliegenden Wellen

Fig. 18.

Kimmwinkel für stampfendes Schiff; Höhe der Apparate über Wasser 6, 9 und 12 m.

verdeckt werden) bleibt der Einfluß der Meßfehler unter 10 cm. Da für kleinere Wellen nur die nahen Entfernungen in Betracht kommen und mit der Größe der Maßstab der zeichnerischen Darstellung verringert wird, so geht die Genauigkeit der Messung weit über die Strichstärken der zeichnerischen Darstellung hinaus.

Immerhin darf man nicht vergessen, daß bei der Aufstellung der Apparate kleinere Fehler nicht vermieden werden können, die auch sonst bei der Benutzung der Apparate bei schwerem Wetter unvermeidlich sind.

Der Einfluß der Aufstellungsfehler muß also noch untersucht werden.

Fig. 19.

Verschiebung der Bildhöhen nahe liegender Punkte gegen die Kimmlinie bei stampfendem Schiff.

Apparat I: 9 m über Wasser. Apparat II: 6 m über Wasser.

1) Senkrechte Verdrehung der optischen Achsen. (Fig. 20)

Ein derartiger Fehler zeigt sich sofort durch die Differenzen in den mittleren Kimmhöhen über oder unter der wagerechten Spitzenlinie. Angenommen, die Verschiebung betrage (bei Kimm in der Spitzenlinie der Platte I) d mm auf der Platte II; der Verdrehungswinkel ist dann bestimmt durch $\operatorname{tg} \beta = \frac{d}{182}$. Ein Punkt am oberen oder unteren Rand der Platte (Meßbildwinkel $\varphi = 24^0\ 20'$, $\operatorname{tg} \varphi = 0{,}4522$) würde also auf der Platte I im Abstand $182 \operatorname{tg} \varphi$ von der wagerechten Spitzenlinie, auf der Platte II im Abstand $182 \operatorname{tg} (\varphi \pm \beta)$ liegen.

Fig. 20.

Senkrechte Verdrehung der optischen Achsen.

Die Differenz ist

$$d_1 = 182 (\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} (\varphi \mp \beta));$$

für $d = 1$ mm ist $\beta \infty 20'$,

$$d_1 = 1{,}27 \text{ mm},$$

die Differenz $d_1 - d$ also $= 0{,}27$ mm.

Da bei sämtlichen auf »Preußen« gemachten Wellenaufnahmen die Kimm klar zu sehen ist, kann sie bei der Aufmessung stets als Meßlinie an Stelle der wagerechten Spitzenlinie genommen werden. Der Fehler würde sich dadurch verringern auf 0 in der Mitte der Platte und auf 0,27 mm am Rande. Tatsächlich ist aber die Differenz der Kimmhöhe über der wagerechten Spitzenlinie (= optische Achse) durch Einstellung und häufige Kontrollaufnahmen sicher unter 0,5 mm gehalten worden; da außerdem die Punkte am oberen Rand (Himmel) nicht benutzt werden und das Meßfeld auch den unteren Rand nicht erreicht, so verringert sich der Fehler auf etwa 0,05 mm, bleibt also innerhalb der Meßfehlergrenze.

Auf niedrigeren Schiffen wird bei starkem Seegang die Kimm bald verdeckt; eine Ausschaltung des Fehlers durch Wahl der Kimm als Grundlinie anstatt der wagerechten Spitzenlinie ist dann ausgeschlossen; es muß also jetzt auf die Genauigkeit der Aufstellung ganz besondrer Wert gelegt werden, da diese Fehler bei den verhältnismäßig geringen senkrechten Meßhöhen prozentual auf die Genauigkeit viel ungünstiger wirken als Fehler in wagerechter Richtung.

2) Wagerechte Verdrehung der optischen Achsen.

Der Fehler hat denselben Einfluß wie bei der senkrechten Verdrehung; leider zeigt aber hier die Aufnahme den Fehler nicht. Häufige Kontrolle muß also den Fehler klein halten oder wenigstens in seinem Zahlenwert festlegen; ist der Fehler bekannt, so kann man ihn in ähnlicher Weise wie in senkrechter Richtung durch Verlegung der senkrechten Meßlinie beseitigen.

Fig. 21 zeigt, in welcher Weise diese Verschiebung vorgenommen werden muß. Die rechte optische Achse (Apparat I) sei nach innen (nach Apparat II zu) um den Winkel β verdreht; die optische Achse zeigt also nach $D_1 D_1$, statt nach DD. Die Verschiebung auf der Platte I sei $= d$, d. h. ein unendlich entfernter Punkt U liegt im Apparat II auf der senkrechten Spitzenlinie (u_2), im Apparat I aber um d nach innen (u_1). Abgesehen von dem vorhin besprochenen Fehler am Rand infolge des Bildwinkels φ ist also jeder Punkt im Apparat I von der senkrechten Spitzenlinie gegen seine Lage im Apparat II um den Betrag d nach links (innen) verschoben; verschiebt man demnach die senkrechte Meßlinie nach links um d, so ist der Fehler ausgeschaltet, oder anders ausgedrückt: die Meßlinie, als Basis für die Aufmessung, muß dahin gelegt werden, wo sich ein unendlich entfernter Punkt U, der auf der optischen Achse des Apparates II liegt (u_2), auf der Platte des Apparates I zeigen würde (u_1). Leider hat man bei den Aufnahmen nicht jedesmal einen derartigen unendlich fernen Punkt, der dieselben Dienste leisten könnte wie die Kimm in senkrechter Richtung.

Bei den Aufnahmen auf »Preußen« ist auch dieser Fehler sicher unterhalb 0,5 mm gehalten worden. Sein Einfluß ist der folgende:

Ein Punkt P im Abstand von 100 m, Fig. 21, der mit dem Apparat II einen Winkel φ_2 bildet (Abstand des Bild-

punktes P_2 von der senkrechten Spitzenlinie $= d_2$), erscheint im Apparat I unter dem Winkel φ_1 (Abstand des Bildpunktes P_1 von der senkrechten Spitzenlinie $= d_1$). Die Differenz der Abstände von den optischen Achsen sei $a = d_1 - d_2$.

Es ist dann

$$\frac{a}{22{,}13} = \frac{182}{100}; \; a = 40{,}3 \text{ mm}.$$

Diese Verschiebung ist umgekehrt proportional der Entfernung, beträgt also in 300 m Entfernung 13,5 mm. Ein Fehler von 0,5 mm macht somit in 100 m Abstand rd. 1,25 vH aus, in 300 m Abstand 3,7 vH, bleibt demnach durchaus innerhalb brauchbarer Grenzen. Bei der größeren Standlinie zwischen Apparat II und III verringert sich der Fehler auf $^2/_3$ der eben errechneten Werte.

Fig. 21.

Wagerechte Verdrehung der optischen Achsen.

Sonstige Fehlerquellen.

Außer den Fehlern bei der Aufstellung können Verschiebungen der Apparate durch Temperaturschwankungen entstehen, welche die Unterbauten verzerren, oder durch abwechselnde Feuchtigkeit und Trockenheit, wodurch sich die Holzunterlagen verziehen; auch kann bei der Bedienung der Takelage leicht einmal ein schwerer Gegenstand gegen die Unterbauten stoßen und kleine Aenderungen hervorrufen. Gegen alle solche Fehler, die äußerlich nicht wahrnehmbar sind, kann man sich nur durch öftere Kontrolle schützen. Die Teakholzunterlagen haben sich auf »Preußen« in den Tropen, besonders nach starkem Regen, folgend auf tagelange Hitze, verzogen; das hatte jedoch auf die Aufnahmen keinen Einfluß da in den Tropen überhaupt keine Gelegenheit zu Wellenaufnahmen vorhanden war, und die kleinen gebliebenen Fehler nachher durch Kontrolle wieder herausgebracht werden konnten.

Gänzlich unkontrollierbar bleiben dagegen die Bewegungen des Schiffskörpers in sich, die bei schwerem Arbeiten des Schiffes in hohem Seegang sicherlich auftreten; diese Formänderungen können sein: Durchbiegungen längsschiffs, die nur eine parallele Verschiebung der Achsen zur Folge haben und somit der Aufnahme nichts schaden; oder Verdrehungen des Schiffskörpers, die zweifellos bei Segelschiffen in schwerem Wetter auftreten. Sie würden eine Verdrehung der Achsen in senkrechter Richtung zur Folge haben und sich in den Aufnahmen, wo die Kimm zu sehen ist, durch eine Verschiebung der Kimm gegen die wagerechte Spitzenlinie bemerkbar machen. Bei sehr schwerem Wetter wird aber die Kimm nicht mehr zu sehen sein, und die etwa auftretenden Fehler sind unkontrollierbar. Eine Verdrehung der Achsen in wagerechter Richtung ist nach meiner Ueberzeugung nicht zu befürchten, keinesfalls in einer Größe, die für die Genauigkeit der Aufnahmen in Betracht käme. Abgesehen aber von der Beeinflussung des Schiffes als Ganzes können durch diese Formänderungen örtliche Beanspruchungen in der Gegend der Unterbauten hervorgerufen werden, die merkbare Ungenauigkeiten in der Aufstellung der Apparate zur Folge haben. Dagegen kann man sich nur durch geeignete Auswahl der Plätze für die Apparate und durch recht kräftige Unterbauten schützen. Auf der »Preußen« standen alle Apparate dicht über starken stählernen Querschotten, die mit der Außenhaut fest verbunden waren; Fehler durch örtliche Erschütterungen im Augenblick der Aufnahme waren dort sicher nicht zu befürchten.

Für die Zukunft wird die Gefahr von Störungen durch Formänderungen des Schiffes durch Wahl einer kleineren Standlinie wesentlich verringert werden können. Auf einer Standlinie von 10, selbst 20 m mittschiffs treten sicher keine störenden Durchbiegungen oder Verdrehungen des Schiffskörpers auf, und auch etwaige örtliche Formänderungen können bei richtiger Wahl der Plätze vermieden werden.

Aufnahmen.

Auf der Hin- und Rückfahrt[1]) sind rd. 120 Aufnahmen des Meeres gemacht worden; da meist alle drei Apparate gleichzeitig verwendet worden sind, ergibt dies rd. 40 Satz Aufnahmen. Diese Zahl ist nur gering und zeigt, wie selten sich selbst auf einer so langen Fahrt von etwa einem halben Jahr Gelegenheit bietet, unter sonst günstigen Witterungsbedingungen (helle Luft, kein Regen) einigermaßen ausgebildete Wellen zu treffen.

Trotzdem sind auch unter diesen Aufnahmen noch viele, die kaum Wellen zeigen, so daß von ihrer Ausmessung Abstand genommen worden ist; ferner gehen von dieser Zahl die Kontrollaufnahmen und einige Sätze ab, von denen bei der Aufnahme oder bei der Entwicklung eine oder mehrere Platten beschädigt worden sind.

Die im folgenden ausgewählten Beispiele sollen im wesentlichen zeigen, wie aus den Aufnahmen die Wellenformen herausgemessen werden können.

Zeichnerisches Verfahren der Aufmessung.

Als Beispiel möge die Aufnahme Nr. 27 und 28 vom 3. November 1904 B.-B. dienen, Textblatt 10.

Die Aufnahme zeigt ziemlich bewegte See, nach dem meteorologischen Journal Seegang aus Süd, Stärke 6, s. Fig. 1.

Die Aufmessung kann mit einfachen Hülfsmitteln zeichnerisch in folgender Weise vorgenommen werden, Fig. 22.

[1]) Die Aufnahmen der Rückfahrt hat Hr. cand. arch. nav. Max Wirth gemacht, der mich auf der Studienreise als Assistent begleitete.

Zur Darstellung bedarf es eines Grundrisses mit der Lage der Apparate und ihrer optischen Achse in dem gewählten Maßstab und den zugehörigen Platten mit der Brennweite in natürlicher, oder zur größeren Genauigkeit in doppelter Größe. Die Lage eines Punktes, der auf beiden Platten scharf zu erkennen ist, bestimmt sich wie folgt.

Es werde gewählt Punkt A, der sich auf Platte 27 (I) in A_1, auf Platte 28 (II) in A_2 zeigt (s. Textblatt 10). Sein Abstand von der Spitzenlinie = Meßlinie wird im Grundriß auf Platte I und II nach a_1 und a_2 abgetragen. Die Verbindungslinien von a_1 und a_2 mit den Objektivmittelpunkten schneiden sich im Punkt A und geben so die gesuchte Lage des Punktes im Grundriß. Die Höhe im Aufriß wird wie folgt ermittelt. Aus dem Abstand der Kimm gegen die wagerechte Spitzenlinie in Aufnahme 27 und 28, Textblatt 10, ergibt sich, daß die Achsen der Apparate im Augenblick der Aufnahme nicht wagerecht gelegen haben, sondern über den Horizont zeigten; im Aufriß kann dies sehr einfach durch Schrägstellen der Platten, s. Fig. 22 oben, ausgeglichen werden. (Die Differenz ist aber meist so gering, daß von dieser Berichtigung abgesehen werden kann.) Der Abstand des Punktes A unter der Kimmlinie wird nun im Aufriß auf der Platte nach oben abgetragen (auf der Platte steht das Bild auf dem Kopf); die Verbindungslinie mit dem Objektiv gibt dann die Richtung an, in welcher A im Aufriß liegt, und der Abstand wird durch Herauflöten aus dem Grundriß gefunden. s. Fig. 22.

Dieses außerordentlich einfache Verfahren kann für eine beliebige Anzahl Punkte wiederholt werden; zur weiteren Vereinfachung empfiehlt es sich, auf einer Platte Parallelen zur senkrechten Spitzenlinie zu ziehen und nacheinander auf einer solchen Linie einzelne meßbare Punkte zu bestimmen; diese Punkte liegen auf der andern Platte natürlich nicht in einer senkrechten Linie. Die graphische Ermittlung bedarf dann im Grundriß nur einer Richtlinie.

In Textblatt 10 und Fig. 22 ist eine solche Parallele S auf Platte I (Nr. 27) gezogen; im Aufriß ergeben die Punkte I bis VIII einen zusammenhängenden Schnitt. Auf diese Weise können so viel Punkte herausgemessen werden, wie sich auf beiden Platten als zusammengehörig feststellen lassen (sich »identifizieren« lassen). In Fig. 22 ist das für eine Anzahl Punkte geschehen, die noch wesentlich vermehrt werden könnten; aus den so gemessenen Punkten und der Betrachtung der Bilder läßt sich auf diese Weise eine bildliche Darstellung der Meeresoberfläche gewinnen. Immerhin bleibt dieses einfache zeichnerische Verfahren auf die Punkte beschränkt, welche zweifellos auf beiden Platten identifiziert werden können; selbst bei dem gewählten Beispiel, das immerhin schon recht bewegte See und eine verhältnismäßig große Zahl von auffälligen Punkten (Schaumkronen, Spritzer, Wellenkanten usw.) zeigt, genügt die Anzahl der Punkte nicht zur vollständigen, genauen Darstellung. Ganz unbrauchbar wird dieses einfache Verfahren aber bei den Aufnahmen von glatter See (Dünung).

Die ganze photographische Messung der Meereswellen wäre nur höchst unvollkommen ohne eine besondere Aufmeßvorrichtung; diese Vorrichtung, genannt Stereokomparator, gestattet, die Anzahl der meßbaren Punkte beliebig zu vergrößern und besorgt die Messung der zur Darstellung erforderlichen Größen mit einer wesentlich höheren Genauigkeit, als es mit den feinsten Stellzirkeln und Lupen bei dem einfachen zeichnerischen Verfahren möglich ist.

(Schluß folgt.)

Fig. 22.

Zeichnerische Aufmessung der stereophotogrammetrischen Aufnahme vom 3. November 1904.

1000pferdige Kältemaschine

der Quincy Market Cold Storage and Warehouse Co. in Boston, Mass.

Von G. Döring, Ingenieur.

Mit dem Wachstum der großen Kühl- und Lagerhäuser ins Riesenhafte haben auch die Kältemaschinen Schritt halten müssen, nicht nur betreffs der Größe der gesamt n Anlage, sondern auch hinsichtlich der der einzelnen Maschinensätze. Ein Beispiel hierfür bietet die Anlage der Quincy Market Cold Storage and Warehouse Co. in Boston, Mass., eines der gewaltigsten Häuser dieser Art. Seine Kühlanlage umfaßt 5 Maschinen mit insgesamt über 2500 PS, die alle nach dem Ammoniak-Kompressionsverfahren arbeiten und ausschließlich zur Raumkühlung dienen.

Als die Gesellschaft anfangs der 90er Jahre vorigen Jahrhunderts den Betrieb in größerem Maßstab aufnahm, begann sie mit zwei Maschinen ungefähr gleicher Leistung, von denen die eine mit 2 doppeltwirkenden, die andre mit 2 einfachwirkenden Kompressoren stehender Bauart ausgeführt ist. Die Antriebmaschinen sind in beiden Fällen liegende Verbundmaschinen mit gemeinsamer, von den Maschinen unabhängiger Kondensation. Die Hauptabmessungen sind die nebenstehenden.

	an den doppeltwirkenden	an den einfachwirkenden Kompressoren
Bohrung der Kompressorzylinder . . mm	355,5	508
Hub der Kompressorzylinder . . . »	711	914
Bohrung des Hochdruck-Dampfzylinders . . . . »	559	508
Bohrung des Niederdruck-Dampfzylinders . . . . »	965	864
gemeinsamer Hub der letzteren . . »	711	1219

Die Kesselspannung beträgt 8 at, die Zahl der Umläufe 40 i. d. Min.

Kompressoren verschiedener Wirkungsweise waren in der Absicht gewählt worden, um im praktischen Betrieb auszuprobieren, welcher von beiden der Vorzug zu geben sei. Die Entscheidung fiel zugunsten der einfachwirkenden Kompressoren aus, und als im Jahr 1894 die Notwendigkeit eintrat, die Maschinenanlage bedeutend zu erweitern, wurde eine Maschine dieser Bauart, aber von fast dreifacher Leistung, in Auftrag gegeben. Ihre beiden Kompressorzylinder haben 660 mm Bohrung bei 1219 mm Hub, während die Antriebmaschine einen Hochdruckzylinder von 610 mm und einen Niederdruckzylinder von 1118 mm Bohrung bei 1524 mm Hub hat. Als Umlaufzahl wurde trotz des längeren Hubes 40 i. d. Min. beibehalten. Erbauerin ist die Pennsylvania Iron Works Co. in Philadelphia, Pa., die inzwischen den Bau

Fig. 1.
Boyle-Kompressor mit liegender Dampfmaschine.

Boylescher Ammoniak-Kühlmaschinen mit einfachwirkenden Kompressoren aufgenommen hatte.

Die Kompressoren stehen bei dieser Anordnung zu beiden Seiten der Antriebmaschine auf A-förmigen Ständern und werden von gegenläufigen Stirnkurbeln getrieben, während die Dampfmaschine, entweder liegend oder stehend, um 90° gegen die beiden Kompressorkurbeln versetzt auf den Zapfen der Wellenkröpfung arbeitet und ihre Arbeit nach beiden Seiten durch je ein Schwungrad hindurch abgibt. Es sind somit vier Wellenlager erforderlich, s. Fig. 5 und Fig. 1 und 2.

Da die Maschine den Erwartungen entsprach, wurde im nächsten Jahre eine weitere Maschine gleicher Größe und Bauart bestellt.

Im Herbst 1901 trat die Lagerhausgesellschaft mit dem Auftrag auf eine Maschine von fast doppelter Leistung an die Pennsylvania Iron Works heran. Während diese Firma bisher bei ihren einfachwirkenden Kompressoren an der Boyleschen Bauart festgehalten hatte, führte sie dieser neue Auftrag zu einer andern Anordnung.

Zunächst war bei der Größe der geforderten Leistung mindestens eine Dreiteilung der Kompressionsseite geboten. Auch erschien es nicht ratsam, die Antriebkraft auf einen Zapfen und in einem Triebwerk zu vereinigen. Ferner war die Raumausnutzung bei der Boyleschen Bauart mit Tandemmaschine nicht die beste. Diese und andre Erwägungen führten zu der in Fig. 3, 4, 5 und 6 dargestellten Anordnung, die bei Vermeidung der eben erwähnten Nachteile gestattete, die fünf Kreuzköpfe mit ihren Zapfen sowie die Kurbelzapfen gleich zu halten, ohne die einen überlasten zu müssen oder die andern nicht genügend ausnutzen zu können.

Die Hauptdaten der Maschine sind folgende:

Bohrung der Kompressorzylinder	mm	711
» des Hochdruck-Dampfzylinders	»	775
» » Niederdruck-Dampfzylinders	»	1 524
gemeinsamer Hub	»	1 219
Uml./min		50
Dmr. der Schwungräder	mm	5 486
Gewicht eines Schwungrades	kg	27 000
Gesamtgewicht der Maschine rd.	»	275 000

Die Kesselspannung beträgt 10 at. Der Abdampf geht in eine Zentralkondensation.

Die drei einfachwirkenden Kompressoren stehen auf drei in der Längsachse geteilten, die gebohrte Kreuzkopfführung aufnehmenden Ständern, von denen die beiden äußeren sich auf die mit Führung und Hauptlager in einem Stück gegossenen Maschinenrahmen, der mittlere auf eine besondere Grundplatte aufsetzt. Die Schubstangen der äußeren Kompressoren arbeiten gemeinsam mit denen der liegenden Verbundmaschine auf je eine Stirnkurbel; die des mittleren wird von dem Zapfen der Wellenkröpfung angetrieben, welche als Schleppkurbel ausgebildet ist. Zwischen je zwei Kompressoren befinden sich ein Schwungrad und ein Exzenter zum Antrieb der Dampfmaschinensteuerung.

Die Kompressorzylinder sind zu beiden Seiten mit angegossenen Saug- und Druckkanälen versehen, die mit dem Zylinderdeckel in Verbindung stehen, und an die die Rohrleitungen angeschlossen sind. Diese Anordnung ist gewählt worden, um die Deckel mit den Ventilen abheben zu können, ohne die Rohrleitungen abbauen zu müssen. Die oberen zwei Drittel

Fig. 2.

Boyle-Kompressor mit stehender Dampfmaschine.

des Zylinders sind mit einem kupfernen, mit Glanzblech verkleideten Kühlmantel elliptischen Querschnittes umgeben, der über die Ventilkappen hinausreicht und sämtliche Dichtungsstellen unter Wasser hält. Als Dichtungsmittel sind Bleiringe verwendet, die in entsprechend ausgedrehte Nuten verlegt sind.

Der Kompressorkolben ist ein unten offener Rippenkörper und enthält fünf selbstspannende Dichtungsringe.

Die aus Nickelstahl hergestellte Kolbenstange ist am oberen Ende ausgeglüht, unter hydraulischem Druck in den Kolben gepreßt und übergenietet. Der Raum unterhalb des Kolbens steht mit dem Saugkanal in Verbindung, so daß die Stopfbüchse nur gegen die Saugspannung abzudichten hat und somit kurz gehalten werden kann. Sie wird vermittels eines eingeschobenen Laternenringes unter Preßölverschluß gehalten. Angezogen wird sie mit Hülfe dreier Stiftschrauben, deren Muttern als Trieblinge ausgebildet sind und mit einem zentrisch auf der Büchse sich lose drehenden Stirnrad in Eingriff stehen, so daß sie gleichzeitig gedreht werden.

Von Ventilen, Fig. 7, sind im Saugraum 5 größere, im Druckraum 7 kleinere angebracht; sie sind außer der Belastungsfeder mit einer Bufferfeder und einem Bufferkolben zur Hubbegrenzung versehen. Die Ventilbüchsen bestehen aus Stahlguß; sie sind in den Zylinderdeckel eingeschliffen.

Die Saug- und Druckleitungen haben zwischen den Zylindern 170 mm l. W. und schließen sich an je eine Ringleitung von 125 mm l. W. an. An die Zylinder sind sie mit Chapman-Schiebern angeschlossen.

Die Einzelheiten der Dampfmaschine sind großenteils die gleichen, wie die Erbauerin sie bei ihren schweren Corliss-Maschinen für Dynamoantrieb verwendet. Beide Zylinder haben Rundschieber von 203 bezw. 279 mm Dmr. mit doppeltem Durchlaß. Alle vier Schieber eines Zylinders werden von einer Schwingscheibe angetrieben, deren Schwingzapfen am vorderen Ende durch eine jochförmige sie umfassende Versteifung gestützt werden.

Der Dampf tritt von unten durch den Einlaßstutzen und einen beiderseits um den Zylinder herumgehenden Kanal in die Dampfkammer und von hier in die beiden Schiebergehäuse. Er verläßt den Zylinder durch die an die beiden Auslaßschiebergehäuse angegossenen Zylinderfüße, an die je eine Abdampfkammer angeschraubt ist. Ein hieran anschließendes Hosenrohr führt zum Aufnehmer bezw. zum Kondensator. Die hintere Abdampfkammer dient zugleich zur Unterstützung des Zylinders und ruht unter Zwischenschaltung eines mit

Fig. 3.

1000pferdige Kühlmaschine mit 3 Kompressorzylindern.

Fig. 4 bis 6.

1000pferdige Kühlmaschine der Quincy Market Cold Storage and Warehouse Co.

Schnitt a-b.

Druckschrauben nachstellbaren Keiles auf einer Grundplatte. Der Abschluß gegen den Flur des Maschinenraumes geschieht vermittels einer um den Zylinder herumgehenden Flurplatte, die auf zwei T-Trägern und vier an die Abdampfkammern angegossenen Konsolen liegt und die Luftpuffertöpfe der Steuerung aufnimmt. Auf ihr steht die kastenförmige Zylinderverkleidung, die aus Glanzblech hergestellt ist und an den Kanten durch geschlitzte Messingrohre, an den Ecken durch polierte Messingknäufe zusammengehalten wird. Die Oeffnung für den hinteren Zylinderdeckel ist durch einen umgebördelten und polierten Blechdeckel abgeschlossen.

Die Kolben, Fig. 8 und 9, sind aus Stahlguß hergestellt. Sie sind sehr breit gehalten und mit einem sogenannten »bullring« versehen, einem gußeisernen Ring, der mit Hülfe von Stellkeilen in radialer Richtung gegen den Kolbenkörper nachstellbar ist. Zur Aufnahme eines durch dahintergelegte Blattfedern gespannten Dichtungsringes ist er senkrecht zur Achse geteilt; jede der Hälften enthält einen in eine schwalbenschwanzförmige Nut getriebenen Tragring aus Rotmetall, einer Blei-Kupfer-Legierung. Ein mit dem Kolbenkörper verschraubter ringförmiger Stahlgußflansch hält sie zusammen.

Die Kolbenstangen laufen in metallischer Dichtung; ihre Kreuzkopfenden sind eingeschraubt und mit Gegenmutter gehalten.

Der Kreuzkopf besteht aus Stahlguß, die Gleitschuhe aus Gußeisen, das mit Weißmetall ausgegossen ist. Letztere sind mit Keilnachstellung versehen, die durch Zug- und Druckschrauben angezogen wird. Die gleiche Nachstellung findet sich an beiden Enden der Schubstange. Die Schale des Kreuzkopfzapfens besteht aus Phosphorbronze, die des Kurbelzapfens aus Stahlguß mit Weißmetall-Füllung.

Die Wellenlager sind sämtlich vierteilig, die Seitenschalen mit Keilen nachstellbar. Diese sowie die bei den Hauptlagern mit Wasserkühlung versehenen Unterschalen sind mit Weißmetall ausgegossen.

Die Exzenter bestehen aus Gußeisen; ihre Lauffläche ist 146 mm breit. Die flachgeschmiedete Exzenterstange ist nicht unmittelbar an die Schwingscheibe angekuppelt, sondern nur bis zu einem hängend angeordneten Hebel geführt, der in einer mit dem Maschinenrahmen verschraubten Konsole schwingt. Die Verbindung zwischen dem unteren Ende des Schwinghebels

Fig. 7. Ventile.

Saugventil — Druckventil

Fig. 8 und 9. Kolben.

mit der Schwingscheibe ist zur Erleichterung des Anwärmens und Anlassens bei dieser lösbar, so daß die Steuerung vermittels einer Anlaßstange von Hand betätigt werden kann.

Die Schwungräder sind in Hälften gegossen, die von I-förmigen Schrumpfbolzen rechteckigen Querschnittes zusammengehalten werden. Sie wiegen je rd. 27000 kg und gestatten, mit der Umlaufzahl unter 10 i. d. Min. hinunterzugehen.

Der Regulator ist auf der Hochdruckseite angeordnet, wirkt jedoch auf beide Steuerungen ein. Zu dem Zweck ist eine in Kugellagern drehbare Welle aus poliertem Stahlrohr zur Niederdruckseite hinübergeführt und mit der Steuerung verbunden. Der Regulator wird durch Kegelräder angetrieben. Ursprünglich war am Ende der Antriebwelle ein Reibräderpaar mit verstellbarem Triebling vorgesehen, um die Umlaufzahl in weiten Grenzen ändern zu können; diese Vorrichtung wurde jedoch auf Verlangen der Käuferin durch auswechselbare Kegelräder ersetzt, nachdem in einer sehr kalten Dezembernacht des ersten Betriebsjahres infolge Durchgehens der Maschine eine schwere Schwungradexplosion erfolgt war, deren Ursache die Käuferin jenen Reibrädern zuschrieb, während die Erbauerin nachweisen konnte, daß der Maschinist eine am Regulator angebrachte Sicherheitsvorrichtung durch Verkeilen unwirksam gemacht hatte.

Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik[1]).

Am 3. Oktober d. J. hat in München der Ausschuß des Museums von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik, das in dieser Sitzung den Namen

Deutsches Museum

erhalten hat, zum zweitenmal seit seinem Bestehen unter dem Ehrenvorsitz des Prinzen Ludwig und in Anwesenheit der bayerischen Staatsminister Freiherr v. Podewils und Dr. v. Wehner getagt. Anwesend waren weiter etwa 200 der hervorragendsten Vertreter von Wissenschaft und Technik.

Baurat Dr.-Ing. Rieppel begrüßte als geschäftsführender Vorsitzender des Ausschusses die Versammelten. Er gedachte der beiden im verflossenen Jahre durch den Tod dahingerafften Ausschußmitglieder Dr.-Ing. Intze, Geh. Regierungsrat und Professor in Aachen, und Dr.-Ing. Carl Lueg, Geh. Kommerzienrat in Düsseldorf, und hieß einige neue Mitglieder willkommen.

Weiter machte der Redner Mitteilungen über die in der gestrigen Sitzung des Vorstandsrates vollzogenen Neuwahlen sowie über die Vermögensverhältnisse des Museums und gab einen Abriß der Tätigkeit der Museumsleitung im verflossenen Jahr an Hand des Verwaltungsberichtes, wobei er auf eine Reihe bemerkenswerter Zuwendungen von Sammlungsgegenständen hinwies.

So hat das Reichs-Marineamt das Original des Torpedobootes S I, das Reichs-Gesundheitsamt den von Geheimrat Robert Koch bei seinen Forschungen benutzten Brutschrank, das kais. Patentamt eine ausgewählte Sammlung geschichtlich wichtiger Patentmodelle überwiesen. Die bayerische Akademie der Wissenschaften, die Universität Göttingen, die Technische Hochschule Dresden und die Technische Hochschule Berlin haben wertvolle Originalapparate in Aussicht gestellt und zum Teil schon übersandt. Das Württembergische Landes-Gewerbemuseum hat eine der seinerzeit berühmten Heißluftmaschinen von Ericsson und eine der ersten Gasmaschinen von Lenoir, die kgl. bayerische Verkehrsverwaltung Modelle von Lokomotiven, Eisenbahnwagen sowie von geschichtlichen Telegraphen- und Telephoneinrichtungen, die bayerische oberste Baubehörde Brücken- und Wasserbaumodelle überwiesen. Auch von Städten, industriellen Verbänden und technischen Vereinen sind Zuwendungen verschiedenster Art gemacht oder in Aussicht gestellt. Die Firma Fried. Krupp hat ein großes Modell von Hochofen- und Walzwerkanlagen und eine wohl einzig dastehende Sammlung von beschossenen Panzerplatten, die Siemens-Schuckert-Werke und die Firma Siemens & Halske A.-G. die von ihnen zugesagten geschichtlichen Dynamomaschinen, darunter die erste dynamoelektrische Maschine von Werner Siemens und die erste Flachringmaschine von Schuckert, übersandt. Es würde zu weit führen, auf alle übrigen Firmen einzugehen, die auf den verschiedensten Gebieten Zuwendungen und Stiftungen gemacht haben. Zu nennen ist noch die Stiftung eines großen Reliefmodelles von Professor Dr. Riedler, die Entwicklung der Wasserhaltungsmaschinen darstellend, die Schenkung des beweglichen Schnittmodelles der ersten Oechelhaeuser Gasmaschine durch Dr.-Ing. W. v. Oechelhaeuser, sowie des Originales einer der ersten Parsons-Turbinen durch C. A. Parsons.

[1]) Vergl. den vorjährigen Bericht in Z. 1904 S. 1112.

Auch der Bibliothek und der Plansammlung sind schon viele wertvolle Zuwendungen gemacht worden. In letzterer Hinsicht sind von etwa 100 Behörden und Firmen rd. 3000 Pläne bisher zugesagt oder überwiesen worden.

Die Urkundensammlung hat eine wertvolle Bereicherung insbesondre durch die Stiftung des Professors Dr. A. Mitscherlich erfahren, der den ausgedehnten Briefwechsel seines Vaters Eilhard Mitscherlich mit den Gelehrten der ganzen Welt zur Verfügung gestellt hat.

Ueber die jetzt in Benutzung stehenden Museumsräume und die Vorarbeiten zum Neubau berichtete der Redner wie folgt:

Das von der bayerischen Staatsregierung zunächst für die Aufstellung der Sammlungsgegenstände überlassene alte Nationalmuseum ist unter Leitung des Landbauamtes München durch Hrn. Professor Emanuel Seidl instandgesetzt worden, wobei eine Reihe von Firmen das erforderliche Material unentgeltlich zur Verfügung gestellt hat. Hr. Kommerzienrat Kustermann ließ die im Vorjahre gestiftete Halle für Landtransportmittel vollenden. Anschließend an diese Halle wurden zwei Nebenhallen mit rd. 600 qm Grundfläche erbaut. Die Raumverhältnisse genügten aber für den schon für die Eröffnung in Aussicht stehenden Umfang der Sammlungen trotzdem nicht, und so hat das bayerische Kriegsministerium, einem Ansuchen des Museumsvorstandes entsprechend, einen Teil der Isarkaserne (rd. 3000 qm) für Museumszwecke zeitweise überlassen.

Es ist nun die Möglichkeit gegeben, bis zum Herbste 1906, für welche Zeit die Eröffnung des Museums in Aussicht genommen ist, bereits eine umfangreiche, wertvolle Sammlung in systematisch geordneter Weise dem allgemeinen Besuch zugänglich zu machen.

Die Vorarbeiten für den Museumsneubau auf der Kohleninsel sind einem Bauausschuß übertragen. Die Absicht, die Pläne durch einen Wettbewerb zu beschaffen, ist aufgegeben; vielmehr hat der Bauausschuß einstimmig den Beschluß gefaßt, Hrn. Dr. Gabriel von Seidl um die Anfertigung eines Vorentwurfes zu ersuchen, und der Genannte hat diesem Wunsche mit höchst dankenswerter Selbstlosigkeit entsprochen. Der Vorentwurf liegt vor, und die Kosten für die Ausführung sind angenähert zu 7 Millionen ℳ ermittelt.

Professor Dr. v. Linde leitete alsdann einige Vorschläge des Vorstandes und des Vorstandsrates für Aenderung der Satzungen des Museums mit folgenden Worten ein:

»Die Entwicklung, welche unser Museum aufzuweisen hat, läßt erkennen, daß die Hoffnung auf eine Teilnahme nicht bloß aus Kreisen des engeren Heimatlandes, sondern des ganzen Deutschen Reiches keine trügerische war. So unerläßlich für die bescheidenste Lösung der großen Aufgabe eine so allgemeine Teilnahme von vornherein erschien, so mußte sich doch erst erweisen, ob unserm Unternehmen das Verständnis, das Vertrauen und die Freudigkeit entgegengebracht werden würden, welche als Voraussetzung für eine weitgehende Mitwirkung der ganzen Nation anzusehen waren. Wir dürfen mit dem Ausdrucke froher Dankbarkeit aussprechen, daß bisher diese Voraussetzung sich reichlich erfüllt hat. Aus allen deutschen Landen sind die sachlichen und tatkräftigen Erweisungen der Bereitwilligkeit zur Mitwirkung so zahlreich zusammengeströmt, daß unser Museum heute schon nicht mehr bloß nach seiner Satzung, sondern nach seiner ganzen Entstehung und Wirksamkeit eine echte deutsche Nationalanstalt geworden ist. Diese allseitige Beteiligung, die sich als die entscheidende Errungenschaft in der Geschichte unsres jungen Unternehmens darstellt, legt den Gedanken nahe, einerseits im Ehrenpräsidium den deutsch-nationalen Charakter mehr zu betonen und anderseits die deutschen Bundesstaaten zu einer Vertretung in unserm Vorstandsrate einzuladen.

Außerdem aber, und davon habe ich der Reihenfolge nach zuerst zu sprechen, sollte die allseitig gewünschte Aenderung des Namens unsres Museums neben der angestrebten Kürzung ebenfalls dem nationalen Gedanken Rechnung tragen. Vorstand und Vorstandsrat haben einstimmig beschlossen, Ihnen vorzuschlagen, daß dieser Name künftig lauten solle: Deutsches Museum. Mag zunächst diese Benennung anspruchsvoll erscheinen, so wird einerseits die Analogie mit ähnlichen Anstalten, wie: Britisches Museum, Germanisches Museum u. a., anderseits der Hinblick auf die Bestimmung des Museums: Darstellung der Entwicklung einer großen, unsrer Zeit ihr besonderes Gepräge gebenden Richtung der menschlichen Kultur, die Berechtigung zu solchem Namen erweisen.«

Der Redner betonte ferner, daß der nationale Gedanke auch in der Zusammensetzung des Ehrenpräsidiums zum Ausdruck komme solle. Dies solle daher gebildet werden aus dem Reichskanzler, dem Staatssekretär des Innern, den bayerischen Staatsministern des kgl. Hauses und des Aeußeren, sowie des Innern und des Kultus. Die Zahl der Mitglieder des Vorstandsrates solle nicht weniger als 50 und nicht mehr als 100 betragen, die teils ernannt, teils gewählt werden. Die sächsische, württembergische und badische Staatsregierung seien zur Ernennung je zweier Vertreter, die übrigen Bundesstaaten, das Reichsland sowie die Freien deutschen Städte zur Ernennung je eines Vertreters einzuladen und dem Germanischen Museum, dem Deutschen Verein von Gas- und Wasserfachmännern sowie der Deutschen Gesellschaft für Geschichte der Naturwissenschaft und Medizin die Entsendung je eines Vertreters anheimzugeben.

Die dementsprechend beantragte Satzungsänderung wurde von der Versammlung einstimmig genehmigt.

Ministerpräsident Freiherr v. Podewils teilte mit, daß der Reichskanzler und die Bundesregierungen sich bereit erklärt haben, in das Ehrenpräsidium bezw. in den Vorstandsrat einzutreten, und dankte für die wirksame Unterstützung der Anstalt durch das Reich, die Bundesstaaten, die Städte und die zahlreichen Verbände und Einzelpersonen.

Nachdem Professor v. Röntgen dem Vorredner sowie dem Reichskanzler und dem Staatssekretär des Innern für die Uebernahme des Ehrenpräsidiums namens des Vorstandsrates gedankt hatte, machte Professor Dr. v. Dyck nähere Mitteilungen über die zu schaffenden Denkmäler für den Ehrensaal des Museums.

Es war im Vorjahr der Beschluß gefaßt worden, zunächst die Bildnisse von Leibniz und Otto v. Guericke, von Gauß und Fraunhofer, von Alfred Krupp und Werner Siemens, von Robert Mayer und Helmholtz aufzustellen. Die Bildnisse von Gauß und Fraunhofer zu stiften, hat sich Se. Königliche Hoheit der Prinzregent Luitpold entschlossen, während der Verein deutscher Ingenieure Marmorreliefs für Alfred Krupp und Werner Siemens gestiftet hat. Es sollen weiter auf Vorschlag des Vorstandsrates die Bildnisse von Robert Bunsen und Justus v. Liebig aufgenommen werden. Endlich hat Reichsrat v. Miller für den Ehrensaal ein Bronzerelief des Prinzen Ludwig von Bayern, des Protektors des Museums, gestiftet.

Die eben erwähnten Vorschläge des Vorstandsrates wurden von der Versammlung gutgeheißen.

Als letzter Berichterstatter sprach Baurat Dr.-Ing. Oskar v. Miller über die

Ausgestaltung des provisorischen Museums und den Museumsneubau.

»Meinen Bericht über das provisorische Museum möchte ich mit dem herzlichsten Dank an alle Referenten und Mitarbeiter beginnen, die die Güte hatten, uns bei den Vorarbeiten zu unterstützen.

Ich betrachte es als einen der größten Erfolge unsres Unternehmens, daß die hervorragendsten wissenschaftlichen und technischen Autoritäten aus allen Teilen des Deutschen Reiches sich bereit erklärt haben, uns ihren Rat und ihre Hülfe bei Auswahl und Beschaffung der Museumsgegenstände zuteil werden zu lassen.

Eine systematische Auswahl der historischen Meisterwerke und der zu ihrem Verständnis nötigen Lehrmodelle und Demonstrationseinrichtungen ist unbedingt erforderlich, wenn das Museum nicht eine Kuriositätensammlung werden soll, in der die verschiedenartigsten Gegenstände nur nach Zufall zusammengetragen und ohne wissenschaftliche und technische Grundsätze aufgestellt sind. Wenn unser Museum die Entwicklung der exakten Naturwissenschaft und der verschiedenen Zweige der Technik in wirklich belehrender Weise darstellen will, so muß jedes Werk erkennen lassen, wie es auf den Errungenschaften der vorhergehenden Forschungen und Schöpfungen aufgebaut ist, und wie es zum Ausgangspunkt neuer Verbesserungen und Fortschritte geworden ist. Ein derartig organisiertes Museum wird zu einem lebendigen Lehrbuch der Naturwissenschaft und Technik werden. Es bildet eine Schule, in der nicht einzelnen Schülern, sondern der ganzen Nation in der faßlichsten und eindringlichsten Weise das Verständnis für die bisherigen Forschungen und Schöpfungen beigebracht und eine Fülle von Anregungen zu neuen Fortschritten gegeben wird.

Wenn ich nun mit der Beschreibung der einzelnen Museumsgruppen beginne, so bitte ich zu entschuldigen, daß die Kürze der mir zur Verfügung stehenden Zeit es nicht gestattet, alle wichtigen Stiftungen hierbei zu erwähnen und den Stiftern sowie den Personen, die uns bei der Beschaffung und Aufstellung behülflich waren, besonders zu danken.

Sie werden die Besichtigung des Museums in dem Saale für Geologie beginnen [1]. Abweichend von geologischen Sammlungen wird hier nicht die allmähliche Entwicklung der Erdschichten als solche, sondern als allmähliche Erkenntnis dieser Entwicklung durch die Forschungen hervorragender Männer

[1] Diese Besichtigung fand am Nachmittage des Sitzungstages statt.

zur Darstellung zu bringen sein. Zunächst soll durch Bilder und Modelle gezeigt werden, wie sich die Kenntnis von der Gestalt der Erde seit den Zeiten der Babylonier bis zu den Forschungen von Kant und Laplace vervollkommnet hat.

Durch Modelle und Bilder wird ferner die allmähliche Erkenntnis der Umgestaltung der Erdoberfläche durch Vulkane, Wasser und Eis zur Darstellung gebracht werden.

An verschiedenen Gesteinproben wird gezeigt werden, wie hervorragende Forscher allmählich die Zusammensetzung der Gesteine und Gebirge erkannten, wie man in ihnen die ersten Zeugen des organischen Lebens fand, wie man trotz mancher später als irrtümlich erkannten Theorie allmählich so weit kam, daß mit großer Annäherung an die Wirklichkeit die Erdoberfläche zur Eiszeit, zur Kohlenzeit usw. im Bilde rekonstruiert werden konnte. Kleine Dioramen, denen die Angaben der maßgebendsten Forscher auf diesem Gebiet als Grundlage dienen, sind in Ausführung begriffen.

Den Abschluß der geologischen Abteilung bilden Reliefs nach den Angaben hervorragender Geologen, wie z. B. ein Gletscherrelief von Heim, ferner eine Entwicklungsreihe der geologischen Karten, welche über das Erdinnere mit immer größerer Klarheit Aufschluß geben.

In der anschließenden Gruppe für Bergwesen befinden sich zunächst die zur Auffindung der Lagerstätten dienenden Einrichtungen, angefangen von der alten Wünschelrute, bis zu den neuesten Tiefbohrbetrieben. Hieran reiht sich der Abbau der Lagerstätten, der Ausbau der Strecken und Schächte, die Förderung, die Wasserhaltung und die Wetterführungen von den primitiven Anlagen alter Zeit, wie sie Agricola beschreibt, bis zu den vollendetsten technischen Einrichtungen.

Ein deutliches Bild von den Meisterwerken der Technik wird die Sammlung der Werkzeuge von den ersten Handbohrern bis zu den in geschnittenen Originalen aufzustellenden hydraulischen, pneumatischen und elektrischen Bohrmaschinen geben.

Von besonderm Interesse werden die großen Wandgemälde sein, die ganze Bergwerksanlagen teils in Ansicht, teils im Schnitt nach den Angaben der berufensten Fachleute darstellen. Es sind hierfür die Goldwäschereien Kaliforniens, die alten Salzbergwerke, die berühmten Erzbergwerke der Fugger, die Petroleumfelder in Baku und die mit den hervorragendsten technischen Einrichtungen ausgestatteten neueren Kohlenbergwerke in Aussicht genommen.

An den Bergbau schließt sich das Metall- und Eisenhüttenwesen. Im Metallhüttenwesen soll vor allem die Gewinnung der wichtigsten Metalle, wie Kupfer, Blei, Silber, Zink usw., durch Schnittmodelle der Oefen dargestellt werden, doch sollen auch weitere besonders interessante Verfahren, wie z. B. die elektrische Gewinnung von Aluminium, Berücksichtigung finden.

Die Entwicklung des Eisenhüttenwesens wird durch die verschiedenen Ofensysteme und ihre Nebenanlagen, wie Winderhitzer usw., zur Darstellung gebracht. Selbstverständlich wird auch der Bereitung von Schweißeisen und Flußeisen durch die alten Rennfeuer und Puddelöfen einerseits, durch die Verbesserung des Tiegelgusses, des Bessemerprozesses und des Martinprozesses anderseits ein hervorragender Platz in der Gruppe für Eisenhüttenwesen eingeräumt werden. Auch dem Laien soll die Großartigkeit dieser Prozesse durch Bilder, durch Modelle ganzer Hochofenanlagen, sowie durch die Aufstellung einer Bessemerbirne in natürlicher Größe vor Augen geführt werden.

Der nächste Saal soll die Metallbearbeitung zeigen, doch kann hier nur die erste Formgebung durch Gießen, Schmieden und Walzen zur Darstellung kommen. Hierbei soll das Gießen durch die verschiedenen Arten der alten und neuen Oefen, durch die verschiedenen Formverfahren und Formmaschinen erläutert werden. Die Entwicklung des Schmiedens wird einerseits eine alte Schmiede, anderseits Modelle großer Hämmer, wie des Dampfhammers »Fritz«, zeigen, während die gewaltigen Pressen, die jetzt zum Teil die Hämmer ersetzen, im Bilde dargestellt werden sollen. Auch der Vorgang des Walzens und seine allmähliche Entwicklung, darunter das berühmte Mannesmann-Verfahren, wird dem Laien durch Modelle und Zeichnungen verständlich gemacht.

Der nun folgende Maschinenbau beginnt mit den Pumpen und Gebläsen. Dabei dürfte das größte Interesse ein von Geheimrat Riedler gestiftetes Modell erwecken, das für ein Bergwerk die Entwicklung der Pumpenanlage von der Einführung des Dampfbetriebes bis zur neuesten Vervollkommnung in der für jede Pumpenbauart kennzeichnenden Aufstellung und Betriebsweise darstellt. Den Abschluß der Gebläse aus alter und neuer Zeit bilden die Druckluft- und Windmotoren, wobei auch Modelle der typischen Windmühlen einerseits und der neuesten Windturbinen anderseits vorgesehen sind.

Der nächste Saal enthält die Wassermotoren von den ältesten Rädern bis zu den vollkommensten Turbinen, die sowohl durch Originale wie durch betriebfähige Modelle dargestellt werden sollen. Von ganz besonderer Bedeutung unter den Wassermotoren ist die im Original aufgestellte Reichenbachsche Wassersäulenmaschine, die fast 100 Jahre lang die Sole von Berchtesgaden nach Reichenhall beförderte. Den Abschluß der Gruppe für Wassermotoren werden Modelle und Zeichnungen besonders interessanter Wasserkraftanlagen, wie z. B. der Anlage am Niagara, und dergl. bilden.

Eine schon jetzt ziemlich vollkommene Gruppe ist jene der Dampfmaschinen und Dampfkessel. Sie wird eröffnet durch die älteste noch in Deutschland befindliche Maschine Wattscher Bauart mit hölzernem Steuerbaum, die trotz des mächtigen Zylinders kaum 17 Pferdekräfte zu liefern vermag. Ein altes Kunsthaus wird die merkwürdige Aufstellung dieser Maschinen, die mehrere Stockwerke in Anspruch nahmen, den Besuchern zeigen.

An diese älteste Maschine schließt sich eine eiserne Balanciermaschine der Gutehoffnungshütte, die lange Zeit allein die ganzen Werke von Krupp betrieb. Es folgt eine Maschine von Alban in dorischem Aufbau mit aufgehängtem, schwingendem Zylinder, eine alte Corliss-Maschine, die erste Ventilmaschine von Sulzer usw. Neben einer alten 40 pferdigen Seitenbalanciermaschine, die Cockerill im Jahr 1843 für einen der ersten Rheindampfer baute, steht die 1000 pferdige Dreifach-Expansionsmaschine des Torpedobootes S I, das einst in schwerem Wettbewerb dem deutschen Schiffbau zum Siege verhalf.

Daran reihen sich alle die geistreichen Verbesserungen der Dampfmaschinen bis zur Dampfturbine, die jetzt einen so mächtigen Aufschwung nimmt, und von der wir durch den Erfinder Parsons eine der ersten Originalmaschinen erhalten haben. Auch die Kessel sind bereits ziemlich vollständig durch einen der ältesten Kofferkessel, einen Original-Röhrenkessel von Alban und durch Modelle der neuesten Kesselformen vertreten.

Das Modell eines Dampfkraftwerkes, in welchem die hervorragendsten Maschinen- und Kesselformen gleicher Leistung einander gegenübergestellt sind, wird den Abschluß dieser Gruppe bilden.

Der Lokomobilenbau ist durch die erste Lokomobile von Wolf, durch Modelle hervorragender Verbesserungen, wie der Heißdampflokomobile, sowie durch die Nachbildung eines ganzen Lokomobilenkraftwerkes dargestellt.

Eine besonders wichtige Abteilung ist die Gruppe für Gasmotoren, in der sich als Vorläufer die einst so vielversprechenden Heißluftmaschinen von Ericsson und Lehmann, ferner ein Gasmotor von Lenoir, die atmosphärische Maschine von Langen, die Nachbildung des ersten Gasmotors von Otto und die Modelle der neuen großen Gasmaschinen befinden. Die Motoren für flüssige Brennstoffe werden durch den ersten Petroleummotor von Daimler, durch die Spiritusmotoren, vor allem durch den ersten Diesel-Motor vertreten sein.

In der Gruppe für Elektrotechnik werden alte magnetelektrische Maschinen, die erste Dynamomaschine von Siemens, die berühmten Typen von Gramme, Hefner-Alteneck, Schuckert, Edison usw. im Original aufgestellt werden. Eine Sammlung von Akkumulatoren wird die Entwicklung dieses wichtigen Zweiges der Elektrotechnik zeigen. Die ersten wie die größten Elektrizitätswerke mit den verschiedenen Arten der Stromsysteme und der Stromverteilung sollen durch Bilder und Zeichnungen dargestellt werden.

In dem Saale für Landtransportmittel befinden sich zunächst die Modelle der Fuhrwerke von der ältesten bis zur neuesten Zeit.

Daran schließt sich eine Sammlung von Fahrrädern bis zurück zu den ersten Formen.

Es folgt die Entwicklung der Automobile, wobei die uns bereits zur Verfügung gestellten ersten Originalwagen von Daimler und von Benz besonderes Interesse beanspruchen dürfen.

Der Lokomotiv- und Eisenbahnwagenbau wird in zahlreichen Modellen in seiner allmählichen Entwicklung zur Darstellung kommen; doch sollen auch Lokomotiven in natürlicher Größe, wie z. B. die Nachbildung der ersten Lokomotive »Puffing Billy«, die preisgekrönte Lokomotive von Krauß, sowie eine in der Mitte durchgeschnittene Schnellzuglokomotive von Maffei aufgenommen werden.

Neben den Wagen und Lokomotiven werden auch die verschiedenen Bahnsysteme, die Zahnradbahnen, die Seilbahnen, die Schwebebahnen, vor allem aber auch die elektrischen Bahnen durch Modelle und Bilder gezeigt werden, wobei den

Glanzpunkt der elektrischen Bahnen die uns gestiftete erste elektrische Lokomotive von Siemens bilden wird.

An die Bahnen schließt sich sodann das Signalwesen, das teils im Saale an Modellen, teils im Hofraum des Museums an wirklichen Signal- und Weicheneinrichtungen studiert werden kann.

Die letzte Gruppe des Maschinenwesens bilden die Hebemaschinen, deren Entwicklung für das Bau- und Bergwesen sowie für den Hafen- und Schiffsbetrieb gesondert gezeigt werden soll.

Hierbei wird der Einfluß des alten Handbetriebes, des Dampfbetriebes, des hydraulischen und des elektrischen Betriebes möglichst klar zum Ausdruck kommen. Einen Hauptanziehungspunkt dürften die Schiffshebewerke, und darunter besonders das von der Firma Krupp gestiftete große Modell, bilden.

Gleichsam den Uebergang zu den rein wissenschaftlichen Gruppen bildet die Kinematik, deren Gegenstände nach einer von Hrn. Prof. Hartmann entworfenen Einteilung in streng systematischer Weise aufgestellt werden sollen.

Die wissenschaftlichen Gruppen beginnen mit der mathematischen Abteilung, welche die verschiedenen Arten der Rechenmaschinen, Planimeter, Pantographen, vollständige Reihen von geometrischen Modellen usw. enthält.

Hieran schließen sich als erste Abteilung des Meßwesens die Uhren, und zwar zunächst die verschiedenen Sonnenuhren, Sand-, Wasser- und Oeluhren, sodann die Taschenuhren von den ersten eisernen Werken mit Schweinsborsten als Reguliermechanismen bis zu den vollkommensten neuesten Werken, zu deren Erläuterung vergrößerte Lehrmodelle vorgesehen sind. Es folgen in geschichtlicher Entwicklung die Turmuhren, die Standuhren und Wanduhren, die elektrischen Uhren und als Beispiel der höchsten Genauigkeit der Zeitmessung eine Originaluhr von Riefler mit Nebenuhr und allen Schalteinrichtungen.

Auch die Herstellung der Uhren soll von der Anfertigung in der alten Uhrmacherwerkstätte bis zur Massenfabrikation in den modernsten Fabriken dargestellt werden.

Unter den Meßgeräten folgt nun eine Sammlung von Wagen, an welchen man die immer weiter reichende Genauigkeit beobachten kann. Einen weiteren Teil der Gruppe Meßwesen bilden die Thermometer, Hygrometer, Barometer, darunter die 12 m hohe Nachbildung des Wasserbarometers von Otto von Guericke. Es folgen dann Geschwindigkeitsmesser und Arbeitsmesser, die verschiedenen Arten der elektrischen Meßinstrumente, wie Amperemesser, Voltmesser, Wattmesser, die Verbrauchsmesser für Gas, Wasser und Elektrizität usw.

In der nun folgenden Gruppe für Geodäsie, in der die verschiedenen Arten von Entfernungsmessern, Nivellierinstrumenten, Theodoliten, Bussolen aufgestellt sind, befinden sich Meisterwerke von Brander, Utzschneider, Ertel u. a.; es sind darin aber auch enthalten die bekannte Längenteilmaschine von Repsold und die berühmte Kreisteilmaschine von Reichenbach, denen in erster Linie die hohe Vervollkommnung der Meßinstrumente zu verdanken ist.

In der Gruppe für Astronomie sollen vor allem die einander folgenden Weltanschauungen von Ptolemäus, von Tycho de Brahe und von Kopernikus durch alte Planetarien oder deren Nachbildung erläutert werden. Es folgen sodann die Instrumente zur Beobachtung der Gestirne, darunter die alten Quadranten der Würzburger Sternwarte, die hölzernen Spiegelteleskope von Newton und die Modelle der neuesten Fernrohre, großer Sternwarten, wobei durch Sternbilder die Genauigkeit der Beobachtung zu den verschiedenen Zeiten und mit den verschiedenen Instrumenten gezeigt werden soll. An die Fernrohre schließen sich die astronomischen Spezialinstrumente auf astrophysikalischem Gebiete, wie Photometer, spektroskopische Apparate usw. Schließlich sollen der Bau und die Einrichtung ganzer Sternwarten, die altarabischen, chinesischen und mittelalterlichen Observatorien sowie die größten astronomischen Institute der Neuzeit durch Bilder und Modelle dargestellt werden.

In der Gruppe Mechanik sollen durch Modelle und Zeichnungen die Grundgesetze, wie sie von Archimedes, Galilei, Newton usw. aufgestellt worden sind, ihre weitere Verfolgung durch spätere Forscher und ihre Bedeutung für die verschiedenen Zweige der Technik den Besuchern klar gemacht werden.

Ein besonderer Ehrenplatz ist für die Versuche von Otto von Guericke über den Luftdruck vorgesehen, und es sollen im Anschluß hieran einerseits die verschiedenen Arten von Luftpumpen, anderseits die interessanten Experimente im luftleeren Raum vorgeführt werden.

Die nächstfolgende Gruppe: Optik, enthält Demonstrationsapparate, die die optischen Gesetze über Fortpflanzung, Reflexion und Brechung des Lichtes, über Polarisation, Beugung usw. in so klarer Weise erläutern, daß das Wesen dieser oft wunderbaren Erscheinungen auch dem Laien verständlich wird. Die praktische Anwendung der optischen Gesetze kann an den verschiedenen Systemen von Fernrohren, Mikroskopen, Spektral- und Polarisationsapparaten, unter denen sich Meisterwerke von Fraunhofer, Steinheil, Abbe, Schwerd u. a. befinden, beobachtet werden. Auch die Einwirkung des Lichtes und der Farben auf das menschliche Auge soll im Anschluß an die optischen Gesetze zur Darstellung kommen.

In der nun folgenden Gruppe: Wärme, befinden sich insbesondre die außerordentlich geistreich erdachten Meßgeräte, die von den verschiedenen Gelehrten zur Bestimmung der Ausdehnung durch die Wärme, zur Bestimmung der Wärmemengen und der spezifischen Wärme konstruiert worden sind.

Aeußerlich unscheinbar, geschichtlich aber ungemein wertvoll ist ein Originalapparat von Robert Mayer, den er mit finanzieller Unterstützung des Württembergischen Gewerbemuseums ausführen ließ, um zu versuchen, ob seine berühmten Gesetze über das Wärmeäquivalent auch für die Industrie vorteilhaft verwertet werden könnten.

In der Gruppe Akustik befindet sich vor allem die modellmäßige Darstellung der Wellen und ihrer Gesetze, ferner Demonstrationsapparate, welche die Erzeugung der verschiedenen Töne, die Fortpflanzung des Schalles usw. dem Museumsbesucher verständlich machen, und die den Anteil der einzelnen Forscher an der Entdeckung dieser Gesetze erkennen lassen.

Auch die optische und mechanische Aufzeichnung der Töne und Laute soll gezeigt werden, darunter die Entwicklung des Phonographen, wobei jedoch auch die wissenschaftliche Anwendung dieses Instrumentes, wie z. B. zur Erhaltung aussterbender Sprachen, zur Darstellung kommen soll.

An die physikalische Akustik schließt sich deren praktische Anwendung, der Instrumentenbau, und es sollen hier die Lärm- und Klanginstrumente, wie Trommeln und Glocken, die Holz- und Blechblasinstrumente, die Saiteninstrumente zum Streichen und Zupfen, die Klaviere und Orgeln, sowie die technisch hervorragenden Automaten von ihren ursprünglichsten Formen bis zu ihrer heutigen technischen Vollkommenheit aufgenommen werden.

In der Gruppe Magnetismus und Elektrizität sollen die magnetischen Gesetze teils durch Demonstrationsmodelle, teils durch hervorragende Originale, wie die erdmagnetischen Apparate von Gauß, Lamont u. a., vorgeführt werden.

Es folgen die Maschinen und Apparate für statische Elektrizität, wie die erste Elektrisiermaschine von Guericke, die verschiedenen Formen der Leydener Flaschen, die Originalinfluenzmaschinen von Toepler, ferner die Apparate von Galvani, Volta, Ampère, Ohm, mittels deren sie die elektrischen Ströme untersuchten; die Induktionserscheinungen mit den ersten Versuchen und Aufzeichnungen von Faradays Hand werden ebenfalls im Museum vertreten sein. Schließlich werden in dieser Gruppe die Geißlerschen Röhren und die Originalapparate von Hittorf aufgestellt werden, und auch die uns zugesicherten Erstlingsapparate von Röntgen sollen hier ihren Ehrenplatz erhalten. Als Vorläufer der drahtlosen Telegraphie werden in dieser Gruppe auch die Originalapparate von Feddersen sowie Nachbildungen der Hertzschen Apparate zu sehen sein, während die drahtlose Telegraphie selbst durch Hrn. Dr. Scholl in der Gruppe für Telegraphie und Telephonie zur Darstellung kommt.

Diese Gruppe enthält ferner die ganze Entwicklung der Telegraphenapparate, unter denen sich verschiedene wertvolle Originale von Steinheil, Siemens u. a. befinden. Sie zeigt die Entwicklung des Telephonwesens von dem im Original vorhandenen Apparat von Philipp Reis bis zur heutigen Vervollkommnung, und es wird den Besuchern möglich sein, nicht nur die neuesten sinnreich erdachten Umschaltevorrichtungen der Telephonzentralen zu sehen, nicht nur Opernübertragungen zu hören, sondern sich auch von der Wirkung der sogenannten sprechenden Bogenlampe, von der Lichttelephonie usw. zu überzeugen.

An die Gruppe Telegraphie und Telephonie schließt sich die Gruppe für Reproduktionstechnik, in der zunächst das Schreiben in alter und neuer Zeit mit Griffel, Pinsel, Feder bis zur Entwicklung der Schreibmaschine dargestellt wird.

Daran anschließend wird die Entwicklung des Buchdruckes, mit der Nachbildung der Presse Gutenbergs beginnend, bis zu den Modellen der modernsten Schnellpressen gezeigt werden.

Es käme dann der Illustrationsdruck in seinen verschiedenen Arten, als Holzschnitt, Kupferstich, Lithographie, ferner die neueren Verfahren, wie Autotypie, Photogravüre und Lichtdruck usw., zur Vorführung; hier wird z. B. die Originalpresse von Senefelder zu sehen sein. Neben den Druckverfahren wird auch die Photographie den ihr gebührenden Platz

finden, und zwar von der ersten Zeit Daguerres und Talbots an bis zu der jetzigen hohen Vollkommenheit, mit den allmählich verbesserten Objektiven, mit den mannigfaltigen Kameras, mit den zahlreichen Negativ- und Positivprozessen und mit den photographischen Werkstätten, wie sie in alter Zeit eingerichtet und in neuer Zeit mit allen Hülfsmitteln der Wissenschaft und Technik verbessert worden sind.

In der Gruppe Chemie finden sich vor allem die verschiedenen Elemente in der Reihenfolge ihrer Entdeckung mit den Körpern, aus denen sie dargestellt wurden, und mit Angabe der Namen ihrer Entdecker aufgestellt. Daneben befinden sich die Apparate, die die Forscher zur chemischen Untersuchung der Körper verwandten, und zwar angefangen von den alten alchimistischen Instrumenten bis zu den geistreichen Apparaten von Lavoisier, Berzelius, Mitscherlich, Liebig, Bunsen usw. Soweit als möglich werden durch Präparate, Tabellen und Versuchsanordnungen auch die Entdeckungen der Gelehrten den Besuchern des Museums verständlich gemacht werden, wobei diese einzelne der einfachsten Versuche in einem besondern Versuchsraume selbst ausführen können.

Als ein besonders wichtiger Zweig der Chemie folgt die Elektrochemie, in der die Elemente und Akkumulatoren, die Apparate zur Elektrolyse, die ersten Versuche der Galvanoplastik dargestellt werden, in der aber auch die elektrochemische Großindustrie, wie die Erzeugung von Karbid, von Ozon und Alkali, und auch die neuerdings so epochemachende und für die Landwirtschaft so wichtige Erzeugung des Stickstoffes aus Luft durch Modelle, Versuchsanordnungen und Tabellen Berücksichtigung finden.

Von der übrigen chemischen Großindustrie kann im provisorischen Museum nur ein kleiner Teil Aufnahme finden, und zwar die Herstellung von Schwefelsäure nach den älteren und neueren Verfahren, die Herstellung der Soda und die der Farbstoffe, wobei zur Erläuterung dieser Fabrikation Zeichnungen von ganzen Fabriken sowie Modelle von einzelnen Teilen, Oefen usw. in Aussicht genommen sind.

Von andern großen Industrien wurde für die Darstellung im provisorischen Museum die Brauindustrie, ferner die Zuckerindustrie und die Erzeugung von Spiritus und Essig herausgegriffen. Auch hier sollen Modelle und Zeichnungen über die Verbesserungen der einzelnen Apparate und über die Vervollkommnung und Vergrößerung der gesamten Anlagen Aufschluß geben.

Als besonders wichtig soll auch die Gasindustrie von ihren ersten Anfängen bis zu ihrem gegenwärtigen hohen Stande zur Darstellung kommen, und es sind hierfür bereits sehr wertvolle Modelle von Ofenanlagen, Gasbehältern und sonstigen Einrichtungen aus verschiedenen Entwicklungsperioden zugesagt.

Anschließend an das Gas wird die allmähliche Entwicklung der Beleuchtungstechnik gezeigt werden, und zwar die verschiedenen Beleuchtungen mit Kerzen, die mannigfachen Oel- und Petroleumlampen, die neuen Intensivgasbrenner, die Anwendung des Azetylengases usw. Es soll ferner in dieser Gruppe die Entwicklung des Glühlichtes von der ersten Edison-Lampe an bis zur Nernst-, Osmium- und Tantal-Lampe, sowie die allmähliche Vervollkommnung der Bogenlampe von der Hefnerschen Differenziallampe bis zu den neuen Effekt- und Dauerlampen vorgeführt werden.

Als einer der jüngsten Zweige der Technik folgt die Entwicklung der Kältemaschinen und ihre Anwendung für Brauereien, für Lagerhäuser usw., die durch ein interessantes Modell erläutert werden wird. In dieser Abteilung befindet sich auch der epochemachende Originalapparat von Linde zur Verflüssigung der Luft, der seine neueste und bedeutungsvollste Anwendung in der Trennung von Gasgemischen und der Gewinnung von Sauerstoff gefunden hat.

In der Gruppe für Heizung und Lüftung ist die Entwicklung der Heizung von den einfachsten Feuerbecken und Kaminen an bis zu den Kachelöfen, den Dauerbrandöfen, zur Gasheizung und zur elektrischen Heizung dargestellt. Neben der Einzelheizung wird auch die Zentralheizung, und zwar als Luftheizung, Dampfheizung und Warmwasserheizung sowohl für einzelne Stockwerke, wie als Fernheizwerk für ganze Gebäudegruppen vorgeführt werden. Die Wirkung der Heizung und Lüftung wird an dem Demonstrationsmodell eines Zimmers mit elastischen Wänden auch dem Laien verständlich gemacht werden.

An die Heizung schließt sich die Gruppe Städtehygiene, in der einerseits die Versorgung der Städte mit Wasser, anderseits die Kanalisation durch Bilder und Modelle zur Darstellung kommen soll, wobei der große Wert eines gesunden Trinkwassers und einer guten Kanalisation durch die berühmten Versuche von Pettenkofer und Koch erläutert werden wird.

Neben diesen Hauptaufgaben der Städtehygiene soll auch die Entwicklung des Badewesens im Altertum, Mittelalter und in der Neuzeit, die Verbesserung des Schulhausbaues, die Vervollkommnung der Schlacht- und Viehhöfe usw. gezeigt werden.

An die städtische Hygiene schließt sich der Straßen-, Eisenbahn- und Tunnelbau. Durch Zeichnungen, Modelle und Bilder werden die wichtigsten Straßen, von der römischen Trajans-Straße angefangen, bis zu den hervorragendsten Kunststraßen der Neuzeit vorgeführt werden.

Vom Eisenbahnbau wird nicht nur die allmähliche Verbesserung des Oberbaues von der gegossenen Platte bis zur gewalzten Schiene gezeigt werden, sondern es sollen auch Gesamtbahnanlagen von besondrer Bedeutung, wie die Semmeringbahn, die Bahn auf die Jungfrau usw. zur Darstellung kommen.

Auch der Tunnelbau soll von dem ersten bekannten Tunnel, der 700 Jahre vor Christus zur Wasserversorgung Jerusalems gebaut wurde, bis zu den letzten großen Tunneln am Simplon usw. vorgeführt und dabei die verschiedenen Bauweisen durch Modelle erläutert werden. Wenn möglich soll die Vervollkommnung im Straßen-, Eisenbahn- und Tunnelbau durch ein Profil des Gotthardpasses gezeigt werden, auf welchem einerseits der alte Saumweg, anderseits die verbesserte Kunststraße und schließlich die Gotthardbahn dargestellt ist.

An den Straßen- und Eisenbahnbau schließt sich der Brückenbau an, und zwar dargestellt durch Modelle, Zeichnungen und Photographien und eingeteilt in die allmähliche Entwicklung der Holzbrücke, der steinernen und der eisernen Brücke, darunter die berühmten Brückensysteme von Pauli und von Gerber. Es folgen sodann die Hängebrücken, die Schiffbrücken, die Zug- und Klappbrücken sowie die mächtigen Drehbrücken, wie sie beim Nordostsee-Kanal zur Anwendung gekommen sind. Zu den eisernen Brücken kommen die technisch hervorragenden Eisenhochbauten, wie die großen Bahnhof- und Ausstellungshallen, die mächtigen Werft- und Fabrikanlagen sowie die eisernen Gerippe der vielstöckigen amerikanischen Häuser.

Die Gruppe Fluß- und Wehrbau wird zunächst Darstellungen über die wechselnden Wassermengen der Flüsse und über die Schäden der Hochwasser bringen, sodann in Modellen und Bildern zeigen, wie diese Gefahren dank der Vervollkommnung der Ingenieurkunst, durch Korrektion der Flüsse, durch Durchstiche, Längsbauten, Talsperren usw. verringert werden können.

Einen wichtigen Teil dieser Gruppe bilden die Wehrbauten, die teils als feste Holz- und Steinbauten, teils mit meisterhafter Konstruktion als bewegliche Wehre ausgeführt werden.

An den Flußbau schließt sich der Kanalbau, und es soll hierbei gezeigt werden, wie schon die Römer mit dem Kanalbau begannen und welche technische Fortschritte allmählich bis zum Bau der neuen Binnenkanäle, des Suez-Kanales und des Nordostsee-Kanales, gemacht worden sind.

Dabei sollen die Sondereinrichtungen der Kanäle, wie die verschiedenen Arten von Kammerschleusen, durch Modelle zur Darstellung kommen. Schließlich wird auch der Hafenbau mit den Zeiten der Phönizier beginnend bis zu den großen Häfen in Hamburg, Bremen und New York veranschaulicht werden.

Den Abschluß der verschiedenen Gruppen des Bauwesens bildet die Abteilung für Baumaterialien. Hier soll die Bearbeitung der verschiedenen Baustoffe und ihre Dauerhaftigkeit durch Musterstücke aus alter und neuer Zeit zur Anschauung gebracht werden.

An die natürlichen Baustoffe sollen sich die künstlichen anschließen, und zwar Ziegel und Platten, Kunststeine und Betonbauten in Proben aus den verschiedenen Zeitaltern und aus europäischen und orientalischen Ländern. Neben den Baustoffen selbst sollen die Werkzeuge und Maschinen zu ihrer Bearbeitung sowie die Ziegelöfen und Zementfabriken in ihrer allmählichen Entwicklung gezeigt werden.

Schließlich sollen als Beispiel, wie die verschiedenen Materialien verwendet werden, Modelle von charakteristischen Holz-, Stein-, Ziegel- und Betonbauten Aufnahme finden.

Zu den Bauten, die in jüngster Zeit die verschiedensten Zweige der Technik in außerordentlichem Maße in Anspruch nehmen, gehören die Theaterbauten. Es sollen deshalb in der Gruppe Theaterwesen die einfachen Bauten des Altertums und des Mittelalters den neuen Theatern mit ihren eisernen Bühnen und ihren hydraulischen und elektrischen Maschinerien gegenübergestellt werden. Gleichzeitig soll gezeigt werden, welche Effekte durch Anwendung der verschiedenen wissenschaftlichen und technischen Hülfsmitteln allmählich erreicht worden sind.

In der Gruppe Schiffbau zeigen zahlreiche Modelle die Entwicklung der Ruder- und Segelschiffe, ferner der Dampfschiffe von ihrem ersten Auftreten in England oder am Rhein bis zu den großen deutschen Ozeandampfern, die heute die schnellsten Schiffe der Meere sind. Auch die Entwicklung der Kriegsschiffe von den alten Fregatten bis zu den neuen Kreuzern und Linienschiffen soll durch Modelle und Schnittzeichnungen dargestellt werden. Ob es möglich sein wird, das uns vom Reichsmarineamt gütigst angebotene historische Torpedoschiff mit den zum Einblick nötigen Oeffnungen und Schnitten im Garten des provisorischen Museums aufzustellen, vermag ich noch nicht zu sagen. Von den Spezialschiffen sollen die Kabeldampfer, Eisbrecher, Baggerschiffe und das Südpolarschiff »Gauß« modellweise dargestellt werden.

Von besonderm Interesse wird auch die Entwicklung der nautischen Instrumente und Apparate, die Ausbildung der Seezeichen von den einfachen Leuchtfeuern bis zu den vollkommensten Leuchttürmen und zu den bei Dunkelheit sich selbst entzündenden Leuchtbojen sein.

Auch die Werft- und Dockanlagen von ihren einfachsten Anfängen bis zu ihren jetzigen technisch überaus interessanten Ausführungen müssen im Museum zur Darstellung gebracht werden.

In der Gruppe Militärwesen sollen nur besonders wichtige technische Einzelheiten in der Entwicklung der Geschütze und Handfeuerwaffen sowie der Munition dargestellt werden.

Die Befestigungen werden nur insoweit Berücksichtigung finden, als die allmähliche Verbesserung der Geschütze besondre Ingenieurkünste erforderte. Einen rein technischen Teil des Kriegswesens bilden die Panzerplatten, und es soll von diesen eine vollständige, höchst wertvolle Entwicklungsreihe im beschossenen Zustande mit den zugehörigen Geschossen zur Aufstellung kommen. Auch von der Sprengtechnik werden die aufzunehmenden Gegenstände im engen Anschluß an ihre wissenschaftliche und technische Bedeutung ausgewählt werden.

Die Gruppe Luftschiffahrt, welche mit dem Militärwesen vereinigt wird, soll Modelle und Zeichnungen der freien Ballons und Fesselballons, der lenkbaren Luftschiffe und der Flugmaschinen enthalten. Von besonderm Interesse wird hier der Original-Flugapparat sein, mit dem Lilienthal seine bekannten Versuche ausführte. Auch die Instrumente, die teils in bemannten, teils in unbemannten Ballons zu wissenschaftlichen Beobachtungen verwendet werden, sind für die Gruppe Luftschiffahrt in Aussicht genommen.

Die Gruppe Textilindustrie umfaßt die Werkzeuge und Maschinen zur Herstellung spinnfähiger Faserstoffe, ferner die Spinnvorrichtungen selbst von der einfachen Handspindel bis zu den neuesten großen Spinnmaschinen, dann die Entwicklung der Webstühle, darunter die Nachbildung des berühmten Webstuhles von Jacquard. Die Nachbildungen der Originalmaschinen, auf denen sich die heutige Spinn- und Webindustrie aufbaut, sind dem Museum bereits zugesichert.

Im Anschluß an die Spinnerei und Weberei soll auch die Entwicklung der Nähmaschine durch Originale und vergrößerte Modelle zur Darstellung kommen.

Von der Gruppe Landwirtschaft sollen ähnlich wie bei der Gruppe Militärwesen nur diejenigen Gebiete berücksichtigt werden, die durch die Wissenschaft oder die Technik besonders vervollkommnet sind. Es sind dies vor allem die landwirtschaftlichen Geräte und Maschinen, die Einrichtungen für die Milchwirtschaft und die allmähliche Entwicklung der künstlichen Düngemittel. Aufgabe des Museums wird es sein, so allgemein verständlich wie möglich zu zeigen, in welch hohem Maße durch praktische Anwendung wissenschaftlicher Forschungen und durch die Ausnutzung technischer Fortschritte die Landwirtschaft bereits gehoben wurde und noch gehoben werden kann.

Die von mir beschriebene Ausgestaltung des Museums werden Sie allerdings noch nicht in allen Gruppen vollendet finden, wenn Sie heute die bereits angelieferten Gegenstände im alten Nationalmuseum besichtigen. Diejenigen Gruppen, bei denen, wie bei den Dampfmaschinen, die Beschaffung der ausgewählten Gegenstände schon vor Monaten begonnen hat, liefern aber den Beweis, daß bis zur Eröffnung des provisorischen Museums im Oktober nächsten Jahres nicht nur soviele Gegenstände angegliedert sein werden, daß ein Museumsbesucher das Ihnen geschilderte Bild vorfinden wird, sondern daß bereits ein großer Teil der wertvollen Stiftungen im Zweigmuseum untergebracht werden muß. Es ist deshalb nötig, so rasch als möglich an den von Anfang an geplanten Neubau heranzutreten, für den Hr. Professor Dr. Gabriel von Seidl bereits einen Vorentwurf ausgeführt hat.

Nach dem Gutachten der Sachverständigen über die Ausgestaltung des künftigen Museums erschien es nötig, den ursprünglich mit 24000 qm in Aussicht genommenen Platz wesentlich zu erweitern, damit er auch für spätere Zeiten ausreichen würde. Die Stadt München hat nun in entgegenkommendster Weise eine Vergrößerung des ursprünglich überlassenen Grundstückes bis auf nahezu 36000 qm in Aussicht gestellt. Der erweiterte Platz hat es ermöglicht, das Gebäude für die Bibliothek und die Plansammlung gesondert vom eigentlichen Museumsbau anzuordnen und dazwischen einen reizvollen Hofraum zu legen, wie dies aus den vorliegenden Plänen ersichtlich ist. Das eigentliche Museumsgebäude umfaßt ohne Nebenräume an Ausstellungshallen und Ausstellungsräumen zunächst rd. 13000 qm; doch ist eine Erweiterung bis auf 24000 qm von Anfang an in Aussicht genommen. Im Anschluß an das Museumsgebäude ist eine Maschinenanlage mit Kesseln, Dampfmaschinen, Gasmotoren und Petroleummotoren geplant, welche das Museum mit Wärme, Licht und Kraft, mit Druckluft und Betriebswasser versieht. In dem Bibliothekgebäude sind große Magazine für Bücher und Pläne, bequem angeordnete Säle zum Lesen und Zeichnen, sowie Vortragsäle mit Experimentaleinrichtungen usw. vorgesehen. Es könnten vielleicht Zweifel bestehen, ob ein derartiges Bibliothekgebäude im Anschluß an das Museum wirklich nötig ist. Ganz abgesehen von den schon früher erörterten allgemeinen Vorteilen einer naturwissenschaftlichen und technischen Spezialbibliothek dürfte es auch dem Fernstehenden erklärlich sein, daß nicht alle Erläuterungen zu den Museumsgegenständen in Aufschriften oder im Katalog gegeben werden können, und daß deshalb der Museumsbesucher eine Stelle haben muß, wo er sich über das Gesehene aus alten und neuen Werken unterrichten kann. Auch die in ihrer Organisation neuartige Plansammlung hat sich als unbedingt nötig gezeigt, nicht nur, weil es unmöglich ist, im Museum selbst alle Meisterwerke der Ingenieurbaukunst, des Maschinenwesens usw. in Modellen und Bildern unterzubringen, nicht nur, weil gerade die Plansammlung ermöglicht, daß Ingenieure und Techniker manche Einrichtungen aus Originalplänen besser studieren können, als dies an Modellen oder aus Büchern möglich wäre, sondern namentlich deshalb, weil unsere Rundfrage bei Privatpersonen, Fabriken, Bergwerken und staatlichen Aemtern gezeigt hat, daß eine gewaltige Fülle wertvoller Pläne, zurückgreifend bis ins 17te Jahrhundert, noch vorhanden ist, und weil gerade unsere Plansammlung die Stelle sein wird, welche diese reiche Fundgrube für wissenschaftliche und technische Studien den künftigen Zeiten erhält. Aber auch die Vorlesungssäle sind nicht zu entbehren, wenn den Besuchern Gelegenheit gegeben werden soll, nicht nur das Museum zu sehen, sondern auch über dessen Schätze sachverständigen Aufschluß zu erhalten. Hierzu wird sich besonders Gelegenheit bieten, wenn, wie bei Ausstellungen, Schulen und Arbeitergruppen, wissenschaftliche und technische Vereinigungen nach München kommen, um aus der reichen Fundgrube des Museums neue Kenntnisse und Erfahrungen zu schöpfen. Ich zweifle nicht daran, daß zu diesem Zwecke die Bahnverwaltungen, die unserm Unternehmen bei der Beförderung der Museumsgegenstände schon so weit entgegengekommen sind, auch den wißbegierigen Besuchern Erleichterung gewähren werden. Auch wissenschaftliche und technische Kongresse werden in dem mehr als 1500 Personen fassenden Ehrensaal einen würdigen Platz für ihre Verhandlungen finden, und ich glaube deshalb, daß der von Hrn. Professor Dr. Gabriel von Seidl bearbeitete Vorentwurf in bezug auf Zweckmäßigkeit wohl den weitestgehenden Anforderungen entsprechen wird.

Wieweit der Museumsentwurf auch den berechtigten künstlerischen Ansprüchen genügt, mögen Sie selbst nach dem im Saale aufgestellten Modell beurteilen. Was die Kosten anbelangt, so haben genaue Berechnungen ergeben, daß sie einschließlich aller technischen Einrichtungen und der künstlerischen Ausschmückung 7 Millionen *M* betragen. Ich zweifle nicht daran, daß diese Summe aufgebracht werden kann, wenn die Einzahlung der Beträge auf eine Reihe von Jahren verteilt wird, und wenn alle die Faktoren, die in erster Linie ein Interesse an der Errichtung des Museums haben, auch eine Beisteuer zu diesem Unternehmen leisten. Ich denke mir, daß die Stadt München 1 Million, das Königreich Bayern 2 Millionen, das Deutsche Reich 2 Millionen und die industriellen Kreise die noch erforderliche Restsumme zur Verfügung stellen könnten, wobei von den Industriellen bei Ueberzeichnung des nötigen Restbetrages nur entsprechende Teilbeträge zu erheben wären.

Ich glaube, daß wir auf eine derartige Unterstützung seitens der Industrie wohl rechnen können, nachdem schon vor 2 Jahren, ohne daß irgendwelche Bitten an weitere Kreise ergangen sind, rd. 400000 *M* von wenigen Personen für den Museumsbau gezeichnet worden sind. Ich glaube auch, daß die Stadt München, obwohl sie bereits einen Bauplatz im

Werte von über 2 Millionen zur Verfügung gestellt hat, sich noch mit einer Summe von etwa 1 Million an den Baukosten beteiligen wird, da sie das größte Interesse daran hat, nicht etwa zu ihren vielen Sehenswürdigkeiten noch eine neue zu bekommen, sondern durch das Museum in München einen neuen Mittelpunkt wissenschaftlicher und technischer Bestrebungen zu schaffen. Auch von Bayern wird ein Beitrag von 2 Millionen wohl zu erwarten sein. Nach den mir von maßgebendster Seite gewordenen Mitteilungen ist die bayerische Staatsregierung wohl bereit, der Bitte des Museums entsprechend, einen Zuschuß von 2 Millionen bei den gesetzgebenden Körperschaften zu beantragen. Ein derartiger Antrag dürfte aber auch bei den hohen Kammern auf keinen großen Widerstand stoßen, und zwar nicht nur, weil der im vorigen Jahre erbetene Jahresbeitrag von 50000 ℳ einstimmig und mit begeisterten Zustimmungserklärungen erfolgte, sondern weil in einem Lande, dessen König schon vor 70 Jahren dem ganzen deutschen Volke eine Walhalla baute, gewiß freudige Zustimmung herrscht, wenn es gilt, einer deutschen Nationalanstalt eine Heimstätte zu bereiten. Auch der deutschen Reichsleitung dürfte es willkommen sein, in der Hauptstadt eines Bundesstaates eine deutsche Nationalanstalt zur Förderung der Wissenschaft und Technik zu errichten, damit es allen Deutschen, in Nord und Süd, in Ost und West immer mehr zum Bewußtsein kommt, daß sich die deutschen Lande nicht nur zu Schutz und Trutz, nicht nur zum Ankauf von Schiffen und Kanonen, sondern auch zur Hebung der Kultur in allen Teilen des Deutschen Reiches vereinigt haben. Ein deutsches Kulturunternehmen wie unser Museum wird sicherlich auch bei den gesetzgebenden Faktoren des Reiches volle Zustimmung finden, nachdem die hervorragendsten Gelehrten und Techniker des ganzen Deutschen Reiches uns ihren Namen, ihre Zeit und ihre Arbeit zur Verfügung gestellt haben, historische Schätze aus allen wissenschaftlichen Instituten der verschiedenen Bundesstaaten uns überwiesen worden sind, und nachdem uns nicht nur aus Bayern, sondern auch aus Preußen, Sachsen, Württemberg, Baden, Hamburg usw. Meisterwerke im Werte von Millionen gestiftet worden sind. Ich kann mir nicht denken, daß unter diesen Umständen das Deutsche Reich nicht gewillt oder zu arm sein sollte, um einen Beitrag zu einer würdigen Stätte für alle diese Meisterwerke beizusteuern.

Ich möchte deshalb der festen Ueberzeugung Ausdruck geben, daß wir im nächsten Jahre, wenn wir uns zur Eröffnung des provisorischen Museums versammeln, auch den Grundstein legen können zu dem neuen Museum, das für alle Zeiten eine Ruhmeshalle der Wissenschaft und Technik werden wird.«

Zum Schluß wurde über einige Zuwendungen berichtet. Gemeindebevollmächtigter Aug. Pschorr erklärte, daß der Anruf der deutschen Industrie nicht wirkungslos verhallt sei; die Mitglieder des Vereines Münchener Brauereien hätten einen Garantiefonds in Höhe von 116000 ℳ gezeichnet. Kommerzienrat Seyboth teilte in Abwesenheit des in Urlaub befindlichen Bürgermeisters Dr. v. Borscht mit, daß der Magistrats von München 1 Million ℳ für das Museum bereits genehmigt habe, unter der Voraussetzung, daß vom Reich, von Bayern und von der deutschen Industrie je 2 Millionen aufgebracht würden.

Geh. Ober-Regierungsrat Dombois vom Reichsschatzamt sprach aus, daß der Reichsschatzsekretär trotz der ungünstigen Finanzlage des Reiches seine grundsätzlichen Bedenken gegen die Gewährung eines Zuschusses zurücktreten lassen wolle; er sei aber nicht in der Lage, sich auf eine bestimmte Summe festzulegen. Die erste Baurate werde vermutlich in den Etat des Jahres 1907 eingesetzt werden können. Sehr wichtig sei, daß von der Industrie namhafte Beiträge gezeichnet würden.

Nach Vornahme der Ergänzungs- und Neuwahlen zu Vorstand und Vorstandsrat schloß Prinz Ludwig die Versammlung mit dem herzlichen Wunsche, das große Werk möchte denselben guten Fortgang nehmen, wie es angefangen habe. Dazu sei das opferwillige Zusammenarbeiten aller beteiligten Kreise erforderlich; dann aber werde auch die Gewähr gegeben sein, daß ein Werk entstehe, um das uns die ganze Welt beneiden werde.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 7. November 1905.

Aachener Bezirksverein.

Ausflug am 5. August 1905 nach der Urfttalsperre[1]) **unter Leitung des Hrn. Wolters.**

Anwesend 57 Mitglieder.

Die Teilnehmer begaben sich zuerst nach der Sperrmauer, die unter Führung des Hrn. Baurates Frentzen besichtigt wurde, und besuchten dann das Kraftwerk bei Heimbach, wo Hr. Rasch Erläuterungen gab.

Sitzung vom 18. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Rasch. Schriftführer: Hr. Sommerfeld.

Anwesend 46 Mitglieder und 2 Gäste.

Es wird eine Richtigstellung der Westinghouse-Eisenbahn-Bremsen-Gesellschaft in Hannover zum Sitzungsbericht vom 12. April[2]) zur Kenntnis gebracht, dahin lautend, daß die genannte Firma das alleinige Ausführungsrecht für Morse Triebketten besitzt.

Darauf spricht Hr. Sommerfeld über Schwingungskurven, welche während des Vortrages durch den Bildwerfer teils in photographischer Wiedergabe, teils unmittelbar projiziert werden, indem der Lichtstrahl durch ein kleines Loch in einem an einer schwingenden Schraubenfeder angebrachten Plättchen geschickt wird.

Zum Verständnis der Erscheinungen gibt der Vortragende folgende Erläuterungen:

a) Die Poissonsche Verhältniszahl μ, in der technischen Literatur gewöhnlich durch den reziproken Wert $m = \frac{1}{\mu}$ bezeichnet. Wenn ein Stab auf Zug beansprucht wird, so dehnt er sich nicht nur in der Längsrichtung, sondern zieht sich auch in der Querrichtung zusammen; wenn er auf Druck beansprucht wird, zieht er sich nicht nur in der Längsrichtung zusammen, sondern dehnt sich zugleich in der Querrichtung. Das Verhältnis der Quer- zur Längs-Formänderung wird durch das Verhältnis μ bestimmt. Dieses soll nach Poissons theoretischen Rechnungen den Wert $^1/_4$ haben; die Versuche ergeben dafür bei einer Feder aus Stahldraht fast genau den Wert 0,25, bei einer andern aus Konstantandraht den Wert 0,36, wobei die letzte Dezimale noch als gesichert gelten kann.

Die Poissonsche Zahl tritt in vielen technischen Formeln auf: bei dem ideellen Biegungsmoment, bei der Berechnung dickwandiger Röhren, bei allen Fragen der Torsionselastizität. Sie macht dem Studierenden der Ingenieurwissenschaften erfahrungsgemäß einige Schwierigkeit, da sie der unmittelbaren Beobachtung unzugänglich ist. Die Versuche wurden gerade zu dem Zweck unternommen, die Bedeutung der Poissonschen Zahl in ein helleres Licht zu rücken und zu veranschaulichen.

b) Beanspruchung der Schraubenfedern. Wenn eine Schraubenfeder von kleiner Ganghöhe (Querschnitt der Einfachheit wegen kreisförmig) durch eine Längskraft gedehnt oder gedrückt wird, so wird sie auf Torsion beansprucht. Wenn sie durch eine nach dem Umfange gerichtete, zur Längsachse senkrechte Kraft gedreht wird, so wird sie auf Biegung beansprucht. Im ersten Fall ist für die Eigenschaften des Materials der Schubelastizitätsmodul, im zweiten der gewöhnliche Elastizitätsmodul maßgebend. Das Verhältnis beider Modulen drückt sich wieder durch die Poissonsche Zahl μ aus. Leitet man einmal eine Vertikal- oder Torsionsschwingung der Feder, das andremal eine Horizontal- oder Biegungsschwingung ein, so wird in das Verhältnis beider Schwingungszahlen das Verhältnis μ eingehen. Dieses kann also aus der Beobachtung der Schwingungszahlen entnommen werden, wenn man die schwingende Masse und ihre Verteilung kennt.

c) Theorie der Lissajousschen Figuren. Wenn man auf irgend eine Weise einen Punkt gleichzeitig eine Vertikal- und eine Horizontalschwingung von verschiedener Periode beschreiben läßt, so setzen sich diese zu einer eigenartigen Kurvenform zusammen, die zuerst von Lissajous beobachtet wurde. Die Phase der einen Schwingung eilt derjenigen der andern in gesetzmäßiger Weise voraus und holt sie nach einer gewissen Anzahl von Uebergängen wieder ein. Diese Uebergangszahl ist für das Verhältnis der Schwingungszahlen kennzeichnend. Die Lissajous-Figur besteht aus einer Anzahl ellipsenähnlicher, gegeneinander gedrehter Bogen, welche einem Rechteck einbeschrieben sind.

[1]) s. Z. 1903 S. 688.
[2]) Z. 1905 S. 1567 und 1695.

Regt man also eine Schraubenfeder gleichzeitig zu einer Vertikal- und einer Horizontalschwingung an, so wird man aus der Gestalt der Lissajous-Kurve, insbesondre aus der Zahl der Uebergänge, die gesuchte Größe von μ unmittelbar ablesen können.

d) Resonanzerscheinungen bei einem gekoppelten System von zwei Freiheitsgeraden. Diese Erscheinungen sind in neuerer Zeit vielfach studiert worden, z. B. bei der gegenseitigen Rückwirkung des primären und des sekundären Stromkreises in der drahtlosen Telegraphie. Das kennzeichnende Beispiel dafür bilden die sogenannten Pendel, die vom Redner vorgeführt werden.

Im Falle der Schraubenfedern sind die Vertikal- und Horizontalschwingungen, streng genommen, nicht voneinander unabhängig, sondern nur insoweit, als die Ganghöhe vernachlässigt werden kann, was insbesondre dann nicht zulässig ist, wenn die beiden Schwingungen genau oder nahezu aufeinander abgestimmt sind, d. h. wenn man durch sorgfältige Wahl der schwingenden Massen bewirkt hat, daß die Dauer beider Schwingungen genau oder nahezu übereinstimmt (Resonanz). Die Schwingungen sind miteinander »gekoppelt«, mehr oder minder »lose«, je nachdem die Ganghöhe geringer oder größer ist. Während aber bei hinreichend verschiedener Schwingungszahl die Koppelung fast nicht in die Erscheinung tritt, wird sie im Falle der Resonanz maßgebend. Wenn z. B. ursprünglich eine reine Vertikalschwingung angeregt wurde, so stellt sich alsbald auch ein Betrag an Horizontalschwingung ein; dieser verstärkt sich auf Kosten der Vertikalschwingung solange, bis die letztere ganz erloschen und eine reine Horizontalschwingung entstanden ist. Gleich darauf verfällt diese Horizontalschwingung demselben Schicksal, von der Vertikalschwingung aufgesaugt zu werden, und so fort. Auch die sogenannten permanenten oder Grundschwingungen konnten sowohl bei den sympathischen Pendeln wie bei den Schraubenfedern durch den Versuch hergestellt werden; das sind solche Schwingungen, die ohne Wechsel der Bewegungsform als geradlinige Schwingungen von fester Richtung beharren; sie sind etwa unter 45° gegen die Vertikal- und Horizontalrichtung geneigt.

Die Resonanzschwingungen verdienen nicht nur wegen ihres eigenartigen und überraschenden Anblickes besondre Beachtung, sondern sie liefern auch das allergenaueste und bequemste Verfahren zur Bestimmung der Poissonschen Zahl μ. Man hat nur die Anzahl der Uebergänge abzuzählen, und zwar jetzt zwischen zwei reinen Vertikal- oder zwei reinen Horizontalschwingungen.

Wegen der genaueren Gestalt aller dieser Kurven verweist der Vortragende auf eine Festschrift, die von der Technischen Hochschule zu Aachen gelegentlich des 70. Geburtstages des Professors Wüllner herausgegeben ist.

Auf eine Anfrage erwidert der Vortragende, daß ein Teil dieser Erscheinungen bereits früher in England von Wilberforth beschrieben worden sei. Seine Untersuchungen seien aber davon unabhängig und gingen wesentlich weiter. Die Resonanzkurven seien in der englischen Untersuchung nicht zur Bestimmung von μ verwertet und auch nicht photographisch festgehalten worden; die Lissajous-Kurven seien überhaupt nicht beobachtet worden. Das Hauptverdienst an der Untersuchung des Vortragenden habe sein Assistent Hr. Debye gehabt.

Eingegangen 1. November 1905.

Bayerischer Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Juli 1905.

Vorsitzender: Hr. Schröter. Schriftführer: Hr. Beck.
Anwesend 27 Mitglieder.

Die Versammlung beschäftigt sich mit einem Antrage des Hrn. Löb, der Bezirksverein wolle bei dem Vorstande des Gesamtvereines beantragen, die zu den Vorarbeiten zur Errichtung einer Pensionskasse, insbesondre zur Aufstellung eines versicherungstechnischen Gutachtens notwendigen Mittel von 1000 ℳ zu bewilligen.

Der Vorsitzende verliest eine Denkschrift des Antragstellers, worin der Antrag auf das eingehendste begründet wird. Der Antrag wird einstimmig angenommen.

Am 8. September 1905 fand ein Ausflug mit Damen zur Besichtigung der Baumwollspinnerei Kolbermoor statt, der vom Architekten- und Ingenieurverein veranstaltet war. Es beteiligten sich etwa 20 Mitglieder des Bezirksvereines.

Eingegangen 4. Oktober 1905.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 14. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Korte. Schriftführer: Hr. Jakobi.
Anwesend 24 Mitglieder und 2 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß das langjährige Mitglied C. H. Brink gestorben ist. Die Anwesenden erheben sich zu Ehren des Dahingeschiedenen von ihren Plätzen.

Darauf spricht Hr. Hädicke aus Siegen über Beobachtungen und Versuche über die Bildung von Grundwasser. Er geht von der von Volger zuerst aufgestellten Theorie aus, nach der die Bildung von Grundwasser durch die Kondensation der Luftfeuchtigkeit im Erdinnern erklärt wird[1]), und weist darauf hin, daß das Erdreich, abgesehen von Gebirgsklüften, für Regenwasser nur sehr wenig durchlässig ist. Dagegen sind die Gesteine für Luft durchlässig, und der Redner zeigt durch einen Versuch, daß man durch Steine hindurchblasen kann. Kommt feuchte Luft in kältere Gesteinschichten, so wird der Wasserdampf niedergeschlagen, und so erklärt sich die Bildung von Grundwasser. Zum Beweis wird eine vorher gewogene Sandmenge eine Zeitlang in einem geschlossenen Gefäß auf 10° abgekühlt, während die Zimmertemperatur 17° beträgt. Es zeigt sich, daß der Sand an Gewicht zugenommen hat, was man durch die Aufnahme von Luftfeuchtigkeit infolge von Kondensation erklären kann. Der Vortragende berichtet sodann, daß er im heißen trockenen Dünensand eine Vertiefung gegraben und in diese einen Teller gestellt hat; nach einiger Zeit befand sich Wasser im Teller, was er, da inzwischen kein Regen gefallen war, durch die Kondensation des Wasserdampfes aus der Luft erklärt. Ebenso hat er durch Platten, die er in 2 m Tiefe in den trockenen Boden einlegte, eine Wasseransammlung in dem darüber befindlichen Erdreich erzielt.

Es erscheint daher dem Redner unzweifelhaft, daß die Grundwassermenge nicht vom Regen, sondern von der Luftfeuchtigkeit abhängt, und er hat gefunden, daß der höchste Grundwasserstand etwa 2,9 Tage nach dem Höchstwert der Luftfeuchtigkeit eintritt. Auf Grund dieser Versuche und Beobachtungen ist er zu der Ueberzeugung gekommen, daß die früher viel angefochtene Volgersche Grundwassertheorie ihre volle Berechtigung hat.

In der sich anschließenden Besprechung teilt Hr. Korte mit, daß im Sommer 1904 das Grundwasser an der Ruhr nach längerer Trockenheit zu steigen begann, bevor sich der Regen wieder einstellte, was sich nur durch die Volgersche Theorie erklären lasse.

Eingegangen 24. Oktober 1905.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 23. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Rump. Schriftführer: Hr. H. Hoffmann.
Anwesend 26 Mitglieder und Gäste.

Hr. J. Benz spricht über Großgasmaschinen. Der Vortragende gibt eine Uebersicht über die Entwicklung der Großgasmaschine, die Verwendung von Kraftgas und Gichtgas, sowie die Reinigung der Gase. Alsdann geht er auf die konstruktive Ausführung der Gasmaschinen, insbesondre auf die Regelung ein[2]).

Eingegangen 3. November 1905.

Chemnitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Januar 1905.

Vorsitzender: Hr. Freytag. Schriftführer: Hr. Schroeter.
Anwesend 32 Mitglieder.

Hr. Schreihage berichtet namens des Ausschusses über den Bau eines neuen Vereinshauses. Des weiteren beschäftigt sich die Versammlung mit Vereinsangelegenheiten.

Sitzung vom 7. Februar 1905.

Vorsitzender: Hr. Freytag. Schriftführer: Hr. Schroeter.
Anwesend 41 Mitglieder.

Hr. Freytag spricht über den Gasmotor, Bauart Mees, mit vereinigter Mischungs- und Füllungsregelung[3]).

---

[1]) s. Z. 1890 S. 761.

[2]) Der Wortlaut des Vortrages ist in dem Sitzungsbericht des Bezirksvereines veröffentlicht.

[3]) Z. 1905 S. 994.

Sitzung vom 7. März 1905.
Anwesend rd. 90 Personen.

Die Versammlung ist eine gesellige Zusammenkunft mit Damen zur Feier des Stiftungsfestes. Hr. Rohn spricht über die Poesie der Technik.

Sitzung vom 4. April 1905.
Vorsitzender: Hr. Freytag. Schriftführer: Hr. Stuber.
Anwesend 28 Mitglieder.

Die Versammlung beschäftigt sich mit verschiedenen Vereinsangelegenheiten. Darauf spricht Hr. Kirchner über einige Verhältnisse der amerikanischen Industrie. Er verbreitet sich an Hand von Berichten und Briefen über die Stellung der Arbeiter und über die Kennzeichen der amerikanischen Industrie, insbesondre der Papierindustrie. Als Beispiel für die Großzügigkeit in letzterem Industriezweig erläutert er die Einrichtungen der St. Regis Paper and Tagarts Paper Co. Die Hauptgebäude sind aus Eisen und Stein, die Dächer aus Holz mit Dachpappe hergestellt. Die Papiermaschinen befinden sich im ersten Stock, was bis jetzt mit Rücksicht auf die gute Auflagerung in Europa nicht vorkommt. Die Fabrik liefert täglich rd. 150000 kg Papier, und zwar Zeitungs- und Tapetenpapier. Die größte der vier aufgestellten Papiermaschinen hat 3680 mm Breite. Obwohl das Papier billiger verkauft wird, als der Selbstkostenpreis bei uns beträgt, macht die Gesellschaft doch in Anbetracht der riesigen Produktion glänzende Geschäfte.

Sitzung vom 2. Mai 1905.
Vorsitzender: Hr. Freytag. Schriftführer: Hr. Schroeter.
Anwesend rd. 28 Mitglieder und Gäste.

Hr. Rohn berichtet namens des Ausschusses betreffend mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und Hr. Freytag über die Tätigkeit des Ausschusses betreffend Normen für Versuche an Gaskraftanlagen.

Darauf spricht Hr. Pieschel aus Dresden über amerikanischen Maschinenbau unter Berücksichtigung der Weltausstellung in St. Louis. Er gibt eine Uebersicht über die amerikanischen Fachschulen, insbesondre über die Manual training schools[1]). Dann wendet er sich dem amerikanischen Maschinenbau zu und bespricht die Fabrikation von Dampfmaschinen, Gasmotoren, Aufzügen, Lokomotiven, Schiffsmaschinen, Kältemaschinen und elektrischen Maschinen.

Sitzung vom 6. Juni 1905.
Anwesend rd. 120 Mitglieder und Gäste.

Hr. Schreihage spricht über Funkentelegraphie und drahtlose Telephonie. Er gibt einen allgemeinen Ueberblick über die zum Verständnis nötigen Gesetze, Formeln und Erscheinungen physikalischer und elektrischer Art. Hierauf erklärt er die einzelnen Vorrichtungen für drahtlose Telegraphie.

Eingegangen 17. Oktober 1905.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 20. September 1905.
Vorsitzender: Hr. Rißmann. Schriftführer: Hr. Abt.
Anwesend 220 Mitglieder und Gäste.

Hr. Hase aus Hagen (Gast) spricht über den Bau der Jungfraubahn[2]).

Zu dieser Sitzung waren die Mitglieder der Elektrotechnischen Gesellschaft, des Technischen Vereines sowie des Technischen Klubs nebst Damen eingeladen.

Eingegangen 6. November 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 26. Oktober 1905.
Vorsitzender: Hr. Lippart. Schriftführer: Hr. Bogatsch.
Anwesend 36 Mitglieder und 13 Gäste.

Nach Erledigung von Vereinsangelegenheiten spricht Hr. Bogatsch über Reiseeindrücke aus dem Orient.

---

[1]) s. Z. 1904 S. 121.
[2]) s. Z. 1904 S. 1713.

Eingegangen 3. Oktober 1905.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 16. Mai 1905.
Vorsitzender: Hr. Goebel. Schriftführer: Hr. Kroebel.
Anwesend 39 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Goebel spricht über die Entwicklung der Kohlengasindustrie im allgemeinen und in Hamburg im besondern.

Darauf berichtet Hr. Kroebel über die Tätigkeit des Ausschusses betreffend Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungskraftmaschinen und Hr. Spielberg über die des Ausschusses betreffend mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen.

Eingegangen 5. und 19. Oktober 1905.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 14. April 1905.
Vorsitzender: Hr. Knoevenagel.
Schriftführer: Hr. Fehrenberg.
Anwesend 41 Mitglieder, 1 Teilnehmer und 16 Gäste.

Der Vorsitzende macht Mitteilung von dem Ableben des Vereinsmitgliedes Herm. Kolbe. Die Anwesenden ehren das Andenken des Verstorbenen durch Erheben von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Fischmann über Eisenbetonbauten, mit besonderer Berücksichtigung einer zu Hannover in der Ausführung begriffenen Anlage.

Die Firma Günther Wagner läßt an der Celler Chaussee in der Gemarkung Klein Buchholz einen Fabrikneubau errichten, dessen bauliche Anordnung und Durchführung von Hrn. Regierungsbaumeister a. D. Taaks herrührt, während die architektonische Durchbildung Hrn. Paul Johann übertragen ist. Das Hauptgebäude wird von der Firma Rud. Wolle, Leipzig, ausgeführt. Die Anlage besteht aus einem fünf-, in einzelnen Teilen sechsgeschossigen, im Grundriß U-förmigen Hauptgebäude, das in jedem Geschoß etwa 3500 qm nutzbare Grundfläche besitzt, dem Kessel- und Maschinenhaus, das in der Mitte des vom Hauptgebäude umschlossenen Hofes liegt, einem Stallgebäude und einem Torbau mit der Pförtnerei.

Die Bodenverhältnisse ließen eine möglichst gleichmäßige Uebertragung der Lasten auf den Untergrund erforderlich erscheinen; gleichzeitig mußte auch gegen das hochstehende Grundwasser auf eine Abdichtung Bedacht genommen werden. Die Sohle wurde daher von umgekehrten Kreuzgewölben gebildet und diese sowie alle tragenden Teile des Bauwerkes in Eisenbeton ausgeführt, wodurch das ganze Gebäude zu einer starren, in sich geschlossenen Konstruktion wird, bei der ungleichmäßiges Setzen einzelner Teile weniger zu befürchten ist als bei andern Bauweisen.

Der Vortragende macht alsdann Mitteilungen über die geschichtliche Entwicklung des Eisenbetonbaues und seiner Theorie, über zulässige Beanspruchungen im allgemeinen und bei der in der Ausführung begriffenen Anlage. Ferner bespricht er die Mischungs- und Festigkeitsverhältnisse des dabei verwendeten Betons, die der Berechnung zugrunde gelegten Deckenbelastungen und die statischen Untersuchungen. Balken und Decken sind, da abwechselnd belastete und unbelastete Felder angenommen sind, doppelt armiert; bei der Berechnung der Druckspannungen im Beton ist aber auf die doppelte Armierung keine Rücksicht genommen. Dadurch ist eine weitere Sicherheit gegen das Ueberschreiten der zulässigen Spannungen geboten, wie sie durch Ungenauigkeiten in der Verlegung des Eisens vorkommen kann. Der Redner beschreibt alsdann Konstruktionseinzelheiten der Säulenfüße, der Balken und Säulen, der Fundamentsohle und des Daches, das ebenfalls in Eisenbeton hergestellt wird, und bei dem sogar die Dachlatten durch einen feuersicheren Stoff: Reihen von halben porösen Lochsteinen, ersetzt sind. Mit Rücksicht auf die späteren Installationsarbeiten sind Maßnahmen getroffen, durch welche die lästigen und teuern Stemmarbeiten an den Eisenbetonteilen verhütet werden sollen, und zwar sind Aussparungen hergestellt, Holzdübel eingelegt und durch alle Geschosse Rinnen zu beiden Seiten der Wandsäulen angeordnet, die später die verschiedenen Rohrleitungen aufnehmen und dann mit Blechen, oder, wenn sie unbenutzt bleiben, mit Gipsdielen geschlossen werden sollen.

Beim Bau machte der hohe Grundwasserstand während der Erdarbeiten für das Hauptgebäude und der Gründung eine Wasserhaltung erforderlich. Dazu wurden längs den beiden Hauptflügeln zwei Reihen von acht und von fünf Röhrenbrunnen angelegt und mit je einer gemeinsamen Saugleitung verbunden, aus denen 2,5 cbm Wasser in der Minute

gefördert wurden. Das Wasser wurde in einen Rohrkanal, der später zur Oberflächenentwässerung dienen soll, gepumpt und durch diesen einem zur Wietze gehenden Entwässerungsgraben zugeführt. Die Brunnen sollen beibehalten werden und später das Kondensationswasser liefern, wodurch gleichzeitig der Grundwasserstand beständig abgesenkt und die Kellersohle trocken gehalten wird.

Die Baustoffe werden mit der Straßenbahn angefahren, von der ein Anschlußgleis nach dem Bauplatz abgezweigt ist. Die Schalungen für Balken und Säulen werden in Leipzig hergestellt. Der Beton wird mit Mischmaschinen zubereitet.

Bei der Besprechung erwidert der Vortragende auf die Frage, ob sich bei Eisenbetonbauten Veränderungen und Anbauten vornehmen lassen, daß dies ohne wesentliche Schwierigkeit möglich ist, und auf die Anfrage, warum die Säulen noch besondre Eiseneinlagen erhalten, daß die Eiseneinlagen der Deckenkonstruktion des kräftigeren Verbandes halber zum Teil in die Säulen eingeführt werden, und daß die andern Einlagen dem Beton eine größere Festigkeit geben sollen, was auf Grund von Versuchen festgestellt worden ist. Hr. Grasdorf hält es für unzutreffend, das ganze System mit dem Namen »Hennebique« zu benennen. Die deutschen Ingenieure bezeichnen diese Bauten allgemein als Eisenbetonbauten, auch habe sich Prof Mörsch um die Vervollkommnung des Betonbaues sehr verdient gemacht. Weiter teilt er mit, daß das ganze Gerippe eines Neubaues an der Ecke der Kanal- und Georgstraße wegen der Berücksichtigung des Winddruckes stärker ausgeführt werden mußte. Die Behörde habe diese Verstärkung vorgeschrieben, außer für die großen Fensterrahmen.

Darauf beschäftigt sich die Versammlung mit Vereinsangelegenheiten.

Sitzung vom 28. April 1905.

Vorsitzender: Hr. Knoevenagel. Schriftführer: Hr. Verborg.
Anwesend 40 Mitglieder, 1 Teilnehmer und 5 Gäste.

Hr. Frank spricht über Versuche zur Ermittlung des Luftwiderstandes verschiedener Körperformen in Hinblick auf Erzielung hoher Fahrgeschwindigkeiten bei Eisenbahnen. Der Vortrag wird demnächst Stelle veröffentlicht werden.

Sitzung vom 6. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Knoevenagel.
Schriftführer: Hr. Barttlingck.
Anwesend 24 Mitglieder und 2 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Max Zschommler, Franz Baertl, Heinrich Tuch und W Pieper. Hierauf erstattet Hr. Friederichs Bericht über die Hauptversammlung in Magdeburg. Alsdann werden Vereinsangelegenheiten verhandelt.

Eingegangen 10. Oktober und 6. November 1905.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 13. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Matthée. Schriftführer: Hr. Neumann.
Anwesend 73 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Claaßen spricht über den jetzigen Stand der Rübenzuckerfabrikation. Er gibt einen Ueberblick über den Gang der Fabrikation und die einzelnen Einrichtungen und Maschinen. Von neueren Verfahren hebt er das Brühsaftverfahren von Steffen hervor, das darauf beruht, daß in Schnitzel oder Scheiben zerkleinerte Rüben sich in den üblichen Schnitzelpressen verhältnismäßig stark auspressen lassen, wenn sie vorher mit heißem Saft auf eine Temperatur von ungefähr 70 bis 80° gebracht sind. Man erhält nach diesem Verfahren aus 100 Teilen Rüben ungefähr 70 Teile Saft und 30 Teile zuckerhaltige Preßrückstände, die getrocknet als Zuckerschnitzel in den Handel kommen.

Darauf berichtet Hr. Musmacher über die Hauptversammlung in Magdeburg.

Sitzung vom 11. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Deeg. Schriftführer: Hr. Neumann.
Anwesend 100 Mitglieder und 20 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des verstorbenen Mitgliedes F. Höper. Der Verstorbene war 25 Jahre lang bei der Maschinenbauanstalt G. Luther in Braunschweig tätig und später bis zu seinem Tode Generalvertreter dieser Firma für Rheinland, Westfalen und Holland. Die Direktion und die Beamten der Firma Luther haben des Verstorbenen in einem Nachruf als eines ehrenwerten und gewissenhaften Charakters gedacht, der sich seiner Tätigkeit mit vollem Eifer widmete. Die Versammlung erhebt sich zu Ehren des Verstorbenen von den Sitzen.

Nachdem darauf Vereinsangelegenheiten erledigt sind, spricht Hr. Kramer über Benzin- und Spiritus-Lokomotiven. Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

In der sich anschließenden Erörterung fragt Hr. Wittrock, wie groß der Wirkungsgrad der heutigen Benzin- und Spirituslokomotiven mit mechanischer Uebertragung ist.

Der Vortragende antwortet, daß ihr Wirkungsgrad 87 vH betrage, gegenüber 68 vH bei den früheren Konstruktionen mit elektrischer Uebertragung. Die Gasmotorenfabrik Deutz werde demnächst eine 60pferdige Lokomotive bauen, bei der der Benzinmotor durch Rädergetriebe mit einer Dynamo verbunden ist, und hoffe, damit einen Wirkungsrad bis zu 80 vH zu erreichen.

Auf eine weitere Anfrage teilt Hr. Kramer mit, daß man bei 12pferdigen Grubenlokomotiven einen Raddruck von 1200 kg erhält. Das Gleis kann durch Zwischenstücke jederzeit verstärkt werden, so daß es auch größere Drücke, als ursprünglich vorgesehen, aufnimmt. Es wird erstrebt, die Raddrücke gleichmäßig zu verteilen, doch kann dies bis auf 100 oder 200 kg nicht erreicht werden.

Hr. Schott empfiehlt, nur alte Brückenschienen zu verwenden, die große Tragfähigkeit bei geringer Höhe und geringem Gewicht haben.

Hr. Kramer entgegnet, daß man bei den ersten Anlagen mit bestehenden Verhältnissen rechnen und die für den Pferdebetrieb bestimmten Schienen benutzen mußte. Heute schreckten die westfälischen Gruben nicht davor zurück, neue Schienen zu legen, nachdem sie sich einmal zum Lokomotivbetrieb entschlossen hätten. Die Gewerkschaften hätten zum Teil Schienen bis zu 14 kg/m Gewicht. Daß eine Lokomotive auf einem so starken Gleis entsprechend mehr leistet, dürfte klar sein.

Hr. Rinkel fragt, wie der Wirkungsgrad der Lokomotive von 87 vH zu verstehen sei, insbesondre ob bei den Lokomotiven mit zwei Uebersetzungen die Reibungsverluste beider Räderpaare und der Verlust des Motors einbegriffen seien. Hr. Kramer stellt fest, daß auch bei Lokomotiven mit zwei und mehr Uebersetzungen stets nur ein Räderpaar arbeitet. Der Verlust von 13 vH werde im Triebwerk, das zumeist gefräste Stahlgußräder enthält, aufgezehrt. Die Eigenreibung des Motors sei nicht einbegriffen.

Darauf spricht Hr. Matschoß über die Gründung und das erste Lebensjahr des Kölner Bezirksvereines. Der Kölner Bezirksverein deutscher Ingenieure ist am 28. August 1861 mit 18 Mitgliedern gegründet worden. Die Anregung hatte Dr. H. Grüneberg, Fabrikbesitzer in Kalk, gegeben. Die in Köln und nächster Umgebung ansäßigen Mitglieder des Hauptvereines und einige Ingenieure, die sich bereit erklärten, dem Bezirks- und Hauptverein beizutreten, wurden zu dieser Sitzung aufgefordert. Der erste Schritt in der Oeffentlichkeit bestand in einem Schreiben an die Direktion der rheinischen Eisenbahn, worin der Verein um Ermäßigung des Fahrpreises für den Besuch der Hauptversammlung in Bingen nachsuchte. Das Gesuch wurde allerdings abgelehnt. Dann wurde über Anträge, die der nächsten Hauptversammlung vorgelegt werden sollten, gesprochen, und beschlossen, von neuem anzuregen, daß der Verein für die Einführung des reinen Metermaßes als einheitlichen Maßes für ganz Deutschland eintreten solle. Auch ein Vortrag wurde bereits in der ersten Versammlung gehalten, indem Hr. Buch über einen neuen Steuerhebel für Lokomotiven sprach.

Die ersten Satzungen des Kölner Bezirksvereines enthalten als Zweck des Vereines die Durchführung der Bestrebungen des Hauptvereines hinsichtlich der Rechte und Pflichten der Mitglieder. Zuerst versuchte man, ganz ohne Mitgliedsbeitrag auszukommen, später wurde von jedem Mitglied des Bezirksvereines 1 Taler für das Jahr verlangt, der in »vierteljährlichen Raten von 7 ½ Silbergroschen« erhoben werden sollte.

Der Verein bestand am Ende seines ersten Lebensjahres aus 25 Mitgliedern. Im ersten Jahre fanden 12 Versammlungen statt, in denen 20 Vorträge gehalten wurden. Der erste technische Ausflug ging nach der Friedrich Wilhelms-Hütte bei Siegburg. Vielleicht ist auch noch bemerkenswert, daß schon 3 Jahre vor Gründung des Bezirksvereines eine Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Köln getagt hat.

Eingegangen 27. Oktober 1905.

Lausitzer Bezirksverein.

Sitzung vom 30. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Wedel. Schriftführer: Hr. Zillmer.

Anwesend 27 Mitglieder und 3 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Lud. Math. Frotscher und C. Aug. Thomas. Zu Ehren der Toten erhebt sich die Versammlung von den Sitzen.

Darauf berichtet der Vorsitzende über die 46. Hauptversammlung zu Magdeburg und Thale.

Alsdann macht Hr. Sondermann Mitteilungen über die Dampfturbinenanlage des Elektrizitätswerkes zu Frankfurt a. M. und über den Beschäftigungsgrad der größeren schweizerischen Werke im Dampfturbinenbau.

Eingegangen 30. September 1905.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Kießelbach. Schriftführer: Hr. Vierow.

Anwesend 35 Mitglieder und 22 Gäste.

Der Vorsitzende macht Mitteilung von dem Ableben der Mitglieder Joly und Daelen[1]) und bittet die Anwesenden, sich zu Ehren der Verstorbenen von den Sitzen zu erheben.

Darauf spricht Hr. Vogel über die Goldgewinnung aus dem Meerwasser. Schließlich spricht Hr. Dieterich aus Leipzig über die technische und wirtschaftliche Bedeutung der neueren Massentransporte und des modernen Güterverkehrs.

Eingegangen 1. November 1905.

Posener Bezirksverein.

Am 24. und 25. September 1905 unternahm der Bezirksverein einen Ausflug nach Görlitz, woran 9 Mitglieder teilnahmen. Der Ausflug galt der Besichtigung der Niederschlesischen Gewerbe- und Industrie-Ausstellung und der A.-G. Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengießerei.

Sitzung vom 2. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Benemann. Schriftführer: Hr. Stephan.

Anwesend 14 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Benemann berichtet über die Hauptversammlung in Magdeburg.

Darauf spricht Hr. Stephan über Geschwindigkeitsmesser. Wie er ausführt, kann die Geschwindigkeit von Flüssigkeiten und Gasen mit Hülfe des Woltmannschen Flügels, des Anemometers usw. gemessen werden. Für die Messungen an festen Körpern gibt es jedoch kein Gerät, das die fortschreitende Geschwindigkeit unmittelbar anzeigt. Entweder muß man Zeit und Weg einzeln messen oder die Messung auf die bequem anzustellende Ermittlung der Umlaufgeschwindigkeit zurückführen.

Für viele Zwecke genügt es, die in einer bestimmten Zeit gemachten Umläufe einer Welle zu kennen. Dazu dienen Zählwerke, die aus einer Anzahl von 10zähnigen Zahnrädern zusammengesetzt sind. Will man die augenblickliche Umlaufgeschwindigkeit messen, so ist ein Tachometer anzuwenden. Bei einer vielfach benutzten Ausführung von Tachometern sitzen auf der von der Hauptwelle aus angetriebenen Welle zwei Paar Schwunggewichte, deren jedes mit einem Ende einer Spiralfeder verbunden ist, so daß die Feder beim Auseinandergehen der Gewichte gespannt wird. Die Bewegung der Gewichte wird auf ein Zeigerwerk übertragen.

Bei Flüssigkeitstachometern stellt sich in einem um eine senkrechte Achse gedrehten Gefäß die Oberfläche der Flüssigkeit, gewöhnlich Quecksilber, in Gestalt eines Umdrehungsparaboloides ein, und aus der Höhenlage des Scheitels läßt sich die Umlaufzahl bestimmen, indem ein gußeiserner Schwimmer auf ein Zeigerwerk einwirkt. Die Vorrichtung ist früher bei Lokomotiven benutzt worden. Vervollkommnet ist die Konstruktion in den Bifluid-Tachometern, die bei ortfesten Anlagen oft angewendet werden: Im unteren Teil eines eigentümlich gestalteten Glaskörpers befindet sich etwas Quecksilber, darüber gefärbter Alkohol, der beim Umlauf vom Quecksilber in einer Röhre mit Teilung hochgetrieben wird.

Eine besonders einfache und für Lokomotiven gut geeignete Vorrichtung ist die von Dettmar: Die Primärwicklung eines kleinen Transformators wird durch einen auf der Umdrehungsachse sitzenden Unterbrecher periodisch an einige Trockenelemente gelegt und wieder abgeschaltet. Dadurch wird in der Sekundärwicklung eine der Geschwindigkeit entsprechende Wechselstromspannung indiziert. An einem gewöhnlichen Voltmesser, dessen Skala in km/st geteilt ist, wird die Fahrgeschwindigkeit abgelesen.

[1]) s. Z. 1905 S. 1407.

Für den bemerkenswertesten hält der Vortragende den Frahmschen Geschwindigkeitsmesser[1]), den er eingehend erläutert.

Radinger maß die Ungleichförmigkeit von Maschinen, indem er auf dem Schwungrad einen berußten Papierstreifen befestigte und darauf von einer Spitze, die an dem einen Schenkel einer Stimmgabel saß, Wellen einritzen ließ. Die verschiedene Länge der Wellen ergab ein Maß der Geschwindigkeit.

Ein bequemeres Gerät dieser Art ist von Engel angegeben worden: Auf einer Welle, die mit der zu prüfenden Maschine fest verbunden wird, sitzt eine Trommel mit einem Schreibwerk. Daneben ist in einer Kröpfung der Welle ein schwerer Schwungkörper in Spitzen gelagert, so daß Schreibtrommel und Schwungkörper die gleiche Drehachse haben. Die Kröpfung der Welle geht durch eine Durchbrechung im Schwungkörper. Trommel und Schwungkörper können durch einen ausrückbaren Bolzen miteinander gekuppelt werden. Sie laufen zuerst beide mit der zu prüfenden Welle um, dann wird der Schwungkörper ausgekuppelt, so daß er sich frei mit gleichbleibender Geschwindigkeit bewegt, und nun zeichnet ein gleichzeitig auf die Trommel gedrückter Schreibstift den Unterschied beider Geschwindigkeiten auf.

Hierauf berichtet Hr. Rumpe über den (oben erwähnten) Ausflug nach Görlitz.

Eingegangen 12. Oktober 1905.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Veith. Schriftführer: Hr. Bohnstedt.

Anwesend 20 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Ronte spricht über den Kegelwindmotor, Patent Soerensen. Er weist zunächst nach, daß arbeitsfähiger Wind, d. h. Wind von 4 m/sk Geschwindigkeit, viel häufiger vorhanden ist, als im allgemeinen angenommen wird. So zeigt z. B. die nachstehende, auf Grund der Ergebnisse vieler Jahre zusammengestellte Uebersicht der Hamburger Seewarte für Kiel folgende Werte:

Mittlere Windgeschwindigkeit in m/sk

im Januar	6,9	im Juli	5,5
Februar	6,4	August	5,5
März	7,1	September	5,2
April	5,7	Oktober	6,3
Mai	6,0	November	6,3
Juni	5,6	Dezember	6,5

Daraus ergibt sich ein Jahresmittel von 6,1 m/sk, d. h. die Möglichkeit, im Durchschnitt während des ganzen Jahres Windmotoren zu verwenden. In Hamburg ist die Durchschnittwindgeschwindigkeit etwas höher, in Memel und Swinemünde beträgt sie etwa 5,5, in Bremen rd. 5, im Binnenlande 4 bis 4,5 m/sk.

Die Himmelsrichtung der Winde ist nach dem von der Universitäts-Sternwarte ermittelten 25jährigen Jahresdurchschnitt (von 1876 bis 1900) für Kiel folgende:

Nord	an 23,5 Tagen des Jahres
Nordost	» 32,8 » » »
Ost	» 34,4 » » »
Südost	» 36,3 » » »
Süd	» 45,6 » » »
Südwest	» 65,3 » » »
West	» 70,3 » » »
Nordwest	» 35,8 » » »
Windstille	» 21,3 » » »

Vergleicht man die Leistungen von Windmotoren mit denen anderer Maschinen, so ergibt sich nach Dr. Strecker, Professor der landwirtschaftlichen Maschinenkunde an der Universität Leipzig, daß bis zu 6 PS bei 1000 Stunden Betriebsdauer im Jahre 1 PS-st bei der Dampflokomobile 3 mal, bei der Petroleum- und Spirituslokomobile 2½ mal und beim Göpel 9 mal so viel kostet wie beim Windmotor.

Nachdem der Vortragende auch noch der verkehrten Ansicht, Windmotoren müßten nach dem Grundsatz »je mehr Fläche, desto mehr Kraft« gebaut werden, entgegengetreten

[1]) s. Z. 1904 S. 1580.

ist, geht er zu der Besprechung des Kegelwindmotors von Soerensen über.

Soerensen, ein Mühlenbauer, war durch einen Zufall — ein Sturm hatte von einem zum Betrieb seiner Werkstatt dienenden zehnflügeligen Windmotor vier Flügel abgebrochen, worauf der Motor mehr leistete als vorher — zu der Erkenntnis gelangt, daß die Größe der windbestrichenen Oberfläche allein nicht maßgebend für die Leistung des Motors sein kann, sondern daß letztere noch von vielen andern Umständen abhängig ist. Er konstruierte deshalb mehrere verschiedenartige Modelle, darunter solche mit kegelförmig eingestellten und nach Kurven verlaufenden Flügeln. Diese sogenannten Kegelwindmotoren wurden mit 8 andern Windmotoren — vertreten waren die üblichen Arten mit schmalen, breiten, mehr oder weniger geneigten, hohlen, geradflächigen, vielen oder weniger zahlreichen Flügeln, aber alle von demselben Durchmesser — in der von der dänischen Regierung zur Untersuchung der Windkraftverhältnisse gegründeten Versuchsanstalt von Prof. La Cour den umfassendsten Versuchen unterworfen, die folgende Ergebnisse hatten:

Art des Motors	Fläche in qcm	Arbeitsleistung in kgm/sk
Ventokrat	7440	1,59
Windrose	2976	1,77
Soerensens alter 6flügeliger Motor	1116	1,81
» Kegelwindmotor . . .	1188	2,34

Der Kegelwindmotor leistete also fast 50 vH mehr als der an Fläche 7 mal so große Ventokrat, 33 vH mehr als die rd. 2,8 mal so große Windrose und 29 vH mehr als der alte Soerensensche Motor.

Die Flügel des Kegelwindmotors bestehen aus einer großen Anzahl von Flugklappen, die sich, nachdem eine gewisse Umlaufzahl überschritten ist, selbsttätig infolge der Zentrifugalkraft öffnen und beim Nachlassen des Windes durch ein Gegengewicht wieder geschlossen werden. Damit wird einesteils eine gewisse Regelung erreicht, anderseits wird dem Motor eine große Sicherheit gegen Zerstörung durch Sturm gegeben. Bei starkem Sturm öffnen sich nämlich die Flügelklappen schließlich vollständig, so daß der Wind zwischen ihnen hindurchstreichen kann, ohne einen Druck auszuüben. Die Steuerung des Windmotors ist ebenfalls selbsttätig. Bis zu 6 PS wird sie durch eine einfache Windfahne, bei größeren Motoren durch eine Zwillingsrose bewirkt.

Verwendung findet der sich immer mehr verbreitende Kegelwindmotor zum Betriebe von Wasserschnecken, Pumpen, in der Landwirtschaft und Müllerei, in der chemischen Industrie, als Kraftmaschine für Werkstätten zur Holz- und Eisenbearbeitung und auch zur Erzeugung von Elektrizität. In manchen Fällen ist eine Verbindung des Windmotors mit einer Hülfsdampfmaschine oder einer andern Maschine am Platze.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten verhandelt.

Am 17. Mai fand eine Besichtigung der Maschinenfabrik von Theodor Reuter & Schumann in Wik statt, wobei ein im Bau befindlicher Kegelwindmotor nach Soerensen besonders auffiel.

Ein Sommerfest mit Damen wurde am 1. Juli veranstaltet. Zunächst wurde das Schwentine-Elektrizitätswerk des Hrn. Bernh. Howaldt unter Führung des Hrn. Bohnenberger besucht. Dann begab man sich nach Preetz.

Eingegangen 4. November 1905.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Rosenberg. Schriftführer: Hr. Voßnack. Anwesend 51 Mitglieder und 14 Gäste.

Hr. Wiecke spricht über Wellenbrüche und ihren ursächlichen Zusammenhang mit der Herstellung der Stahlblöcke[1]).

Darauf berichtet Hr. Rosenberg über die 46. Hauptversammlung in Magdeburg.

Eingegangen 6. November 1905.

Württembergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Widmaier. Schriftführer: Hr. Enßlin. Anwesend 200 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt den Tod von 8 Vereinsmitgliedern mit, nämlich der Herren C. F. Benneder, Stuttgart, H. Gut, Heidenheim, Const. Kipping, Göppingen, Cajet. Klingler, Nagold, E. Selig, Heilbronn, C. Terrot, Cannstatt, Ludw. Tesdorff, Stuttgart, und Dr. G. v. Siegle, Stuttgart. Zu Ehren der Dahingeschiedenen erheben sich die Mitglieder von ihren Sitzen.

[1]) s. Z. 1904 S. 1827.

Darauf berichtet Hr. v. Bach namens des Vorstandes, der die Angelegenheit, welche bereits zu einer Stellungnahme der Dampfkessel-Revisionsvereine mit dem Sitze in München, Chemnitz, Stuttgart und Mannheim geführt hatte, vorberaten hat, über

die Würzburger und Hamburger Normen 1905[1]).

Diese vom Internationalen Verband der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine herausgegebenen Normen beanspruchen insofern die ganz besondre Beachtung der deutschen Industrie und damit aller derjenigen, welche an der Entwicklung derselben Interesse nehmen, als der kgl. Preußische Minister für Handel und Gewerbe beabsichtigt, die genannten Normen in der neuen Fassung, wie sie im August d. J. als »Normen 1905« erschienen sind[2]), durch den Bundesrat bei Erlaß neuer allgemeiner polizeilicher Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln zu der Stellung von behördlichen Vorschriften für das Reich erheben zu lassen.

Zur Klarstellung ist es geboten, zunächst an frühere Verhandlungen zu erinnern.

Mit Schreiben vom 8. Oktober 1903 legte der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure den Bezirksvereinen den ersten an die Oeffentlichkeit gelangten Entwurf des kgl. Preußischen Ministers für Handel und Gewerbe zu neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln zur Begutachtung vor. Dieser Entwurf enthielt unter anderm in § 1 die folgenden Bestimmungen:

»Abs. 3. Die zu den Wandungen der Dampfkessel benutzten Baustoffe müssen durch amtlich anerkannte Sachverständige geprüft und geeignet befunden worden sein.«

»Abs. 4. Die Wandstärken neuer Dampfkessel sind so zu bemessen, daß die Zugspannung des Bleches an der schwächsten Stelle nicht mehr als $^1/_5$ der Zugfestigkeit des Baustoffes beträgt. Bei Anwendung doppelt gelaschter Längsnähte ist eine Beanspruchung bis zu 1 : 4,5 der Zugfestigkeit gestattet.«

»Abs. 5. Glatte Flammrohre müssen mit geeigneten Verstärkungen versehen werden, falls nicht die Quernähte vermöge ihrer Bauart bereits wirksame Versteifungen bilden.«

»Abs. 6. Mannlochausschnitte müssen bei neuen Kesseln in der Regel eine Weite von 30 auf 40 cm besitzen. Die Ränder der Mannloch- und sonstigen Ausschnitte sind stets dann wirksam zu versteifen, wenn durch das Einschneiden der Löcher eine unzulässige Schwächung des Bleches gegenüber dem beabsichtigten Druck eintritt, oder wenn ein Durchspannen des Bleches durch das Anziehen der Mannlochbefestigungsmittel zu befürchten ist. Mannlochdeckel dürfen nicht aus Gußeisen oder Tempereisen hergestellt werden; ihre Form muß derart sein, daß die Packung nicht herausgepreßt werden kann. Die Schraubenbolzen der Mannlochdeckel müssen bei Kesseln mit höherer Dampfspannung als 10 at Ueberdruck mit Gewinden eingesetzt und vernietet sein.«

»Abs. 7. Ebene Kesselwandungen und gewölbte Kesselböden mit äußerem Druck müssen genügend verankert werden. Die Bördelung der Röhren gilt allein nicht als ausreichende Verankerung.«

Die Aeußerungen der Bezirksvereine über diesen Entwurf wurden sodann einer großen Sachverständigen-Kommission übergeben, welche über den Entwurf unter Beachtung der Aeußerungen der Bezirksvereine am 20. und 21. Januar 1904 in Berlin beriet und dabei zu dem einen Hauptergebnis gelangte, daß es sich empfiehlt, in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen nur solche Vorschriften aufzunehmen, welche voraussichtlich auf längere Zeit hinaus Geltung behalten, also die den Fortschritten der Wissenschaft und Technik unterworfenen Bestimmungen, wozu insbesondre die oben unter Ziffer 4 bis 7 wiedergegebenen Vorschriften gehören, nicht behördlicherseits festzulegen, so daß man jederzeit diesen Fortschritten gerecht werden kann, ohne daß die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen geändert und ohne daß die Behörden in Anspruch genommen werden müssen. Von dieser Erwägung ausgehend wurde vorgeschlagen, die oben unter Ziffer 3 bis 7 aufgeführten Vorschriften fallen zu lassen und folgende Bestimmung an die Spitze zu stellen:

[1]) Vergl. unter Angelegenheiten des Vereines auf S. 1967 dieses Heftes die Eingabe, welche der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure wegen desselben Gegenstandes an den Reichskanzler gerichtet hat.

[2]) bei Boysen & Maasch, Hamburg 1905.

»Jeder neue Kessel muß in bezug auf Baustoff, Ausführung und Ausrüstung den anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen.
Als solche anerkannte Regeln der Wissenschaft und Technik gelten die Vorschriften der Würzburger und der Hamburger Normen, sowie des Germanischen Lloyd.« . . (I).

Hinsichtlich der übrigen Beschlüsse der Kommission und der Stellungnahme des Vereines darf auf die Vereinszeitschrift 1904 S. 776 u. f. und S. 825 u. f. verwiesen werden.

In dem kgl. Preußischen Handelsministerium wurde nun ein neuer Entwurf, welchen wir als den zweiten bezeichnen wollen, ausgearbeitet. Dieser Entwurf enthielt folgende Bestimmung:

»Der Baustoff und die Ausführung der Dampfkessel muß durch amtlich anerkannte Sachverständige nach amtlich anerkannten Regeln der Technik geprüft werden.«

Hierauf gab der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure in seiner Eingabe an den Reichskanzler vom 12. Oktober 1904[1]) die Aeußerung ab, daß er diese Bestimmung nicht gutzuheißen vermöge, daß er sich vielmehr ganz entschieden gegen »amtlich« anerkannte Regeln der Technik aussprechen und daß er daran festhalten müsse, es mögen in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen die beiden oben mit (I) bezeichneten Sätze aufgenommen werden, mit der einen Abänderung, daß in den zweiten Absatz das Wort »zurzeit« eingefügt werde, so daß der zweite Absatz lautet:

»Als solche anerkannte Regeln der Wissenschaft und Technik gelten zurzeit die Vorschriften der Würzburger und Hamburger Normen, sowie des Germanischen Lloyd.«

Durch die Einschaltung des Wortes »zurzeit« sollten die Bedenken, welche seitens der Sachverständigen gegen amtlich anerkannte Regeln der Technik übereinstimmend geäußert worden waren, noch deutlicher zum Ausdruck gebracht werden als in der früheren Fassung.

In beiden Fällen hat sich der Vorstand des Gesamtvereines gegenüber dem kgl. Preußischen Handelsminister bezw. gegenüber dem Reichskanzler dagegen ausgesprochen, daß die technischen Einzelheiten, welche in den Würzburger und Hamburger Normen, sowie in den Vorschriften des Germanischen Lloyd behandelt werden, behördlicherseits festgelegt werden.

In demselben Sinne hat sich unser Bezirksverein geäußert. In dieser Hinsicht darf auf das Gutachten, welches der Bezirksverein im Januar 1904 dem Vorstande des Gesamtvereines übergeben hat, sowie auf den Bericht verwiesen werden, der in der Sitzung des Bezirksvereines vom 3. November 1904 erstattet worden ist[2]). Auch eine Anzahl technischer Hochschulen des Reiches hat sich im gleichen Sinne ausgesprochen.

Dem Vernehmen nach, und wie auch aus den Aeußerungen hervorgeht, welche der Vertreter des kgl. Preußischen Handelsministeriums auf der Versammlung des Internationalen Verbandes des Dampfkessel-Ueberwachungsvereines am 23. Juni d. J. in Kassel abgegeben hat, beabsichtigt der kgl. Preußische Minister für Handel und Gewerbe, dahin zu wirken, daß in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln die Vorschrift aufgenommen werde, als anerkannte Regeln der Technik sollen die Würzburger und Hamburger Normen 1905 und die Vorschriften des Germanischen Lloyd 1905 gelten. Die Annahme dieser Bestimmung würde die Festlegung dieser Normen und Vorschriften in der Fassung des Jahres 1905 auf längere Zeit hinaus bedeuten, also eine viel weitergehende Bindung herbeiführen, als sie in dem ersten Entwurf des kgl. Preußischen Ministers für Handel und Gewerbe enthalten war; denn die Hunderte von Bestimmungen, welche in den bezeichneten Vorschriften gemäß der Fassung der Ausgabe 1905 enthalten sind, würden für das ganze Reich behördlicherseits als maßgebend hingestellt. Aenderungen, welche die Sachverständigen des Internationalen Verbandes und des Germanischen Lloyd für angezeigt erachten sollten, würden erst der Genehmigung des Bundesrates nach vorgängiger Beratung in den einzelnen Staaten bedürfen, ehe die Industrie des Reiches von ihnen Gebrauch machen könnte.

Wir müssen uns ganz entschieden dagegen aussprechen, daß eine Festlegung auf die Vorschriften 1905 stattfindet, ganz abgesehen von dem Inhalt derselben. Eine solche Festlegung wäre das Gegenteil von dem, was bisher von dem Verein deutscher Ingenieure und von allen denen, welchen die Entwicklung der deutschen Industrie am Herzen liegt, gewollt worden ist.

[1]) Z. 1904 S. 1748 u. f.
[2]) Vergl. Z. 1905 S. 111 u. f.

Es ist von Interesse, zu prüfen, wie die Würzburger und Hamburger Normen 1905 zustande gekommen sind.

Die Beratungen und Verhandlungen durch Sachverständige, welche aus Anlaß der Durchsicht der Würzburger und Hamburger Normen vom Jahre 1903 an stattgefunden haben, sind in dem Vorwort zu diesen »Normen 1905« näher bezeichnet. Es darf deshalb auf die daselbst angegebenen Quellen verwiesen werden.

Am 17. und 18. Februar d. J. fand die außerordentliche Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine in Amsterdam statt, welche über die Normen zu beschließen hatte. Auf dieser Versammlung waren die Vereine recht unvollständig vertreten. Es nahmen teil

40 Vertreter von 26 preußischen Vereinen,
2 » der zwei bayrischen Vereine,
1 » des württembergischen Vereines,
1 » des badischen Vereines,
1 » des braunschweigischen Vereines,
2 » von schwedischen Vereinen,
2 » des Wiener Vereines.

Ganz fehlten die Herren aus Frankreich, Belgien, Schweiz, Italien und Rußland. Die Kesselfabrikanten waren nur durch einen Gast vertreten.

Die vergleichsweise große Beteiligung der preußischen Vereine war jedenfalls zu einem Teile die Folge davon, daß der Vorsitzende des Zentralverbandes der preußischen Dampfkessel-Ueberwachungsvereine ein besonderes Schreiben an die Vorstände der preußischen Vereine gerichtet hatte. Ueber dieses Schreiben macht die Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb, Organ des Zentralverbandes der preußischen Dampfkessel-Ueberwachungsvereine, 1905 S. 231 nach den eigenen Mitteilungen des genannten Vorsitzenden folgende Angabe: »Von einigen unsrer Mitgliedsvereine erhielten wir Kenntnis von der Berufung einer außerordentlichen Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine nach Amsterdam. Da uns die Tagesordnung: Beschlußfassung über die Hamburger und Würzburger Normen in Berücksichtigung des Wunsches, daß die Normen demnächst auch von der preußischen Regierung anerkannt werden möchten, als keine rein technische erschien, so nahmen wir Veranlassung, die Herren Vereinsvorsitzenden auf die event. Notwendigkeit der Unterstützung regierungsseitiger Anträge hinzuweisen und sie deshalb um recht zahlreiches Erscheinen in Amsterdam zu bitten.«

Unter der intensiven Mitwirkung des anwesenden Vertreters des kgl. Preußischen Handelsministeriums wurden in Amsterdam Beschlüsse gefaßt, die dessen Wünschen oder Befürwortung entsprachen, worüber das Protokoll der Amsterdamer Versammlung[1]) Auskunft gibt.

Der aus 7 Sachverständigen bestehende technische Ausschuß des Internationalen Verbandes hatte sich infolge der Mängel, die den in Amsterdam beschlossenen Normen anhafteten, sehr bald mit Anträgen zu beschäftigen, welche sich auf Abänderungen der in Amsterdam gefaßten Beschlüsse bezogen. In seiner Sitzung vom 22. Juni d. J. beschloß er, an die ordentliche Versammlung des Internationalen Verbandes, welche am 23./24. Juni in Kassel stattfand, eine Anzahl Abänderungsanträge, betreffend die in Amsterdam beschlossenen Würzburger und Hamburger Normen, zu bringen.

Diese Anträge wurden in der Kasseler Versammlung insbesondere vom anwesenden Vertreter des kgl. Preußischen Handelsministeriums als zurzeit nicht opportun bekämpft — die Zweckmäßigkeit der beantragten Abänderungen wurde nicht bestritten —, und schließlich wurde der von preußischer Seite gestellte Antrag, daß materielle Aenderungen an den in Amsterdam beschlossenen Normen nicht vorgenommen werden sollen, mit 22 Stimmen, und zwar

Aachen	mit	1953	Kesseln
Altona	»	5592	»
Barmen	»	3132	»
Berlin	»	5808	»
Braunschweig	»	1706	»
Coblenz	»	1685	»
Danzig	»	4331	»
Dortmund	»	3341	»
Düsseldorf	»	4111	»
Essen a/R. (Krupp)	»	572	»
Frankfurt a/M.	»	1737	»
Frankfurt a/O.	»	4540	»
M.-Gladbach	»	3078	»
Halberstadt	»	1658	»
Hannover	»	6635	»
Uebertrag:	mit	49879	Kesseln

[1]) Im Kommissionsverlag bei Boysen & Maasch in Hamburg erschienen.

Uebertrag: mit 49879 Kesseln

Königsberg i/P.	» 3552	»
Malmö	» 1133	»
Ruhrort	» 2982	»
Saarbrücken	» 775	»
Siegen	» 1673	»
Stockholm	» 1172	»
Trier	» 1685	»
Summe:	mit 62851	Kesseln

gegen 12 Stimmen, und zwar

Amiens	mit 2120	Kesseln
Chemnitz	» 4760	»
Essen a/R.	» 3957	»
Kaiserslautern	» 1996	»
Lille	» 6723	»
Lyon	» 4311	»
Mailand	» 5962	»
Mannheim	» 4078	»
München	» 11217	»
Stuttgart	» 4600	»
Wien	» 17217	»
Zürich	» 4693	»
Summe:	mit 71634	Kesseln

bei 4 Stimmenthaltungen: Hagen, Hamburg, Kattowitz, Oppeln, angenommen.

Bei der Abstimmung nicht vertreten waren: Magdeburg, Mülhausen i/E. und Posen.

Bereits vorher waren zu den in Amsterdam beschlossenen Normen folgende Erklärungen zu Protokoll gegeben worden:

Erklärung I.
(Vereine in der Schweiz, Oesterreich und Schweden.)

»Die Unterzeichneten sind der Ansicht, daß die in Amsterdam aufgestellten Normen nicht durchweg den in den verschiedenen Verbandsgebieten maßgebenden Verhältnissen entsprechen und daher nicht als für allgemein verbindlich erachtet werden können.

Zudem wird es ein Bedürfnis bleiben, diese Normen ab und zu zu ändern und muß sich der Verband das Recht vorbehalten, solche Aenderungen jederzeit je nach den Fortschritten der Technik und den gemachten Erfahrungen von sich aus eintreten zu lassen.

Kassel, den 22. Juni 1905.

J. A. Strupler, Schweiz. Verein.

Peter Zwiauer,
Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungsgesellschaft a. G., Wien.

Emil Risberg,
Dampfkessel-Revisionsverein des südlichen Schwedens, Malmö.

Axel Widell,
Dampfkessel-Revisionsverein des mittleren und nördlichen Schwedens, Stockholm.«

Erklärung II. (Vereine in Frankreich und Italien.)

»Die Unterzeichneten erklären, daß die Normen, welche durch den Verband aufgestellt worden sind, in keinem Falle einen obligatorischen Charakter tragen und in keinem Falle die Freiheit der Unterzeichneten einschränken sollen. Die Normen haben ihres Erachtens nur einen andeutenden Charakter. Die Bedeutung der Angaben, welche sie machen, geht einzig aus dem Wert der Arbeiten hervor, auf welche sie sich stützen, und aus der wissenschaftlichen und technischen Autorität der Personen, welche sie vorgeschlagen haben. Aber diese Normen stellen nur die Meinung einer Majorität vor, welche sie übrigens noch verändern oder verbessern kann; diese Normen können deshalb auch nicht denjenigen auferlegt werden, welche vorziehen, sie nicht vollständig anzuwenden. Die Majorität des Verbandes hat in der Tat weder Macht noch Eigenschaft, ihren Willen einer Minorität aufzudrängen, welche unabhängig und frei bleiben will.

Association des propriétaires d'appareils à vapeur du Nord de la France.

M. Desjuzeur,
Ingénieur-directeur de l'Association Lyonnaise des propriétaires d'appareils à vapeur Lyon (France).

A. Olry, Délégué général du conseil d'Administration.

Bonet, Ingénieur en chef.

E. Schmid,
Ingénieur en chef d'Association des propriétaires d'appareils à vapeur de la Somme, de l'Aisne et de l'Oise, Amiens (France).

Guido Perelli, Milano.«

Erklärung III. (Vereine mit dem Sitz in München, Chemnitz, Stuttgart und Mannheim.)

»Die in Amsterdam beschlossenen Würzburger und Hamburger Normen besitzen nicht diejenige Vollkommenheit, welche notwendig wäre, wenn sie auf einige Zeit als unabänderlich angesehen werden sollten. Im Gegenteil: es liegen bereits Abänderungsanträge gegenüber den Amsterdamer Beschlüssen vor, die als berechtigt anerkannt werden müssen. Ferner tragen diese Normen der Verschiedenartigkeit der Verhältnisse, wie sie in dem ausgedehnten Gebiete des Internationalen Verbandes besteht, nicht ausreichend Rechnung. Auch muß betont werden, daß den Amsterdamer Beschlüssen nicht die allgemeine Bedeutung zukommt, welche aus der Zusammensetzung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine abgeleitet werden könnte.

Unter diesen Umständen hat sich der Verband unsres Erachtens ausdrücklich vorzubehalten, die genannten Normen jederzeit abzuändern, so wie es der jeweilige Stand der Technik und die gemachten Erfahrungen verlangen. Das steht auch in Uebereinstimmung mit der bis jetzt festgehaltenen Auffassung, daß in den Normen des Verbandes nichts weiter zum Ausdruck kommt, als die jeweilige Meinung der Mehrheit der Sachverständigen, welche sich an den betreffenden Beratungen des Verbandes beteiligt haben.

Die Unterzeichneten müssen sich deshalb ausdrücklich dagegen aussprechen, daß eine Bindung des Verbandes eintritt, durch welche der Verband gehindert würde, Aenderungen an den Normen jederzeit nach Bedürfnis vorzunehmen, oder seine Mitglieder verhindert würden, von den Bestimmungen der Normen abzuweichen.

Kassel, den 22. Juni 1905.

J. Reischle, C. Eberle,
München, Bayrischer Revisions-Verein.

Proessel,
Sächsischer Dampfkessel-Revisions-Verein.

Lechner,
Württembergischer Dampfkessel-Revisions-Verein.

Pietzsch,
Badische Gesellschaft zur Ueberwachung von Dampfkesseln in Mannheim.«

Aus dem Vorstehenden erhellt:

1) daß eine Majorisierung durch die Stimmen der preußischen Vereine stattgefunden hat, und daß man dabei der Sache an sich nicht gerecht geworden ist,

2) daß die in Amsterdam beschlossenen Hamburger und Würzburger Normen 1905 überhaupt nicht als anerkannte Regeln der Technik und Wissenschaft gelten können und deshalb auch nicht die Voraussetzung erfüllen, der mindestens genügt sein müßte, um sie zu behördlichen Vorschriften zu erheben.

Aus den Erklärungen der nichtdeutschen Mitglieder des Internationalen Verbandes geht auch deutlich hervor, daß die Normen keine Aussicht haben, außerhalb Deutschlands allgemeine Anerkennung zu finden. Wir in Deutschland können doch unmöglich solche Normen zu behördlichen Vorschriften erheben lassen, die überdies nach unsrer Ueberzeugung und nach derjenigen des aus 7 Sachverständigen bestehenden Ausschusses des Internationalen Verbandes schon jetzt der Abänderung bedürfen.

Es erscheint ferner zweckmäßig, bei dieser Gelegenheit festzustellen, daß der Internationale Verband niemals ausgesprochen hat, er wünsche, daß irgend eine Regierung seine Normen anerkenne und ihnen behördliche Geltung verleihe. Bei dem internationalen Charakter des Verbandes kann das auch kaum anders sein. Der Internationale Verband hat immer nur den Meinungsaustausch freier Sachverständiger gewünscht, niemals aber eine Festlegung seiner Normen oder Bindung durch dieselben auf längere Zeit hinaus beabsichtigt.

Im Anschluß hieran seien sodann die hauptsächlichsten Aenderungen und Ergänzungen mitgeteilt, welche der technische Ausschuß des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine gemäß den an ihn herangetretenen Anregungen und Anträgen auf Grund eingehender Beratungen am 22. Juni d. J. in Kassel an den Normen 1905 für nötig erachtet hat.

Zu Abschnitt V der Würzburger Normen.

Für Flußeisen ist unter Ziffer 4 (S. 18) festgesetzt:

»Aus Mantelblech dürfen nur solche Teile des Kesselmantels gefertigt werden, welche mit den Feuergasen nicht in Berührung kommen.«

Kesselmäntel, welche von den Feuergasen nicht berührt werden, sind gegeben bei den Schiffskesseln, Lokomotivkesseln

und Lokomobilkesseln. Die Landdampfkessel sind in ihrer großen Masse eingemauert und besitzen daher Mantelflächen, welche von den Feuergasen bespült werden.

Hiernach werden in Zukunft die Mäntel der zuerst genannten Gruppen aus Blech von 50 kg/qmm Zugfestigkeit und unter Umständen noch darüber (S. 19) gefertigt werden dürfen, während für die Mäntel der bezeichneten Landdampfkessel nur Blech bis höchstens 40 kg/qmm zulässig ist.

Diese Beschränkung erscheint in ihrer Allgemeinheit durch die Erfahrung nicht begründet; denn in der Regel sind die Feuergase, nachdem sie den ersten Zug hinter sich haben, so weit abgekühlt, daß sie eine besonders nachteilige Einwirkung auf die Wandungen nicht mehr äußern. In der Tat war auch bisher in den Würzburger Normen für die Wandungen, welche nicht im ersten Feuerzug liegen, Mantelblech I zugelassen.

Weiter verdient noch folgender Umstand Beachtung. Die zuerst genannten Kessel haben sämtlich die Eigentümlichkeit, daß, wenn nicht besondre Zirkulationsvorrichtungen angeordnet werden, sich — jedenfalls bei der Anheizperiode — sehr große Temperaturunterschiede im Wasser und somit auch im Kesselmantel zwischen oben und unten einstellen können. Solche Unterschiede bis zu 150° C und noch darüber sind festgestellt worden[1]). Damit ist eine außerordentlich große Inanspruchnahme des Bleches verknüpft, die häufig durch Lecken der Nietverbindungen nach außen in die Erscheinung tritt. Bei den eingemauerten Kesseln ist diese Einseitigkeit der Erwärmung und damit auch die nachteilige Einwirkung derselben weit geringer.

Es erscheint hiernach die allgemeine und unbedingte Ausschließung der Verwendung von Mantelblech für die Landdampfkessel nicht gerechtfertigt.

Bei den Vorberatungen, welche am 5. Oktober 1903 in Frankfurt a/M. stattfanden, ist im Kreise der versammelten Sachverständigen darauf hingewiesen worden, daß eine so weitgehende Beschränkung für die Industrie nachteilig ist. Das Protokoll dieser Sitzung[2]) besagt hierüber folgendes:

»Hr. von Bach erklärt, daß auch er für die Verwendung von zähem Materiale zum Kesselbau sei, aber ein Gegner einer bindenden Vorschrift, wodurch die Verwendung eines Materiales von höherer Festigkeit ausgeschlossen würde, weil damit der Fortschritt auf dem technischen Gebiete unterbunden und es unmöglich gemacht werde, den Bedürfnissen der Industrie in gewünschtem Maße zu entsprechen. Er weist beispielsweise darauf hin, daß die eingetretene Konkurrenz zwischen Verbrennungsmotoren und Dampfmaschinen bereits dazu geführt habe und noch weiter dazu führen müsse, auf Ausnutzung der im Abdampf enthaltenen Wärme besonders Bedacht zu nehmen. So sei bereits heute eine Anzahl Dampfmaschinenanlagen vorhanden, bei denen mit hoher Anfangspannung (bis zu 20 at) und mit hoher Spannung des Abdampfes (3 bis 5 at) gearbeitet werde. Es seien dies meist Fabriken, in denen viel Wärme zu Heiz- und Kochzwecken verbraucht werde (chemische Fabriken und Brauereien); dabei trete die Eigentümlichkeit auf, daß wegen der großen Ungleichmäßigkeit in der Dampfentnahme Kessel mit großem Wasserraum gewählt werden müssen. Infolge dieses Umstandes komme man bei der erforderlichen hohen Kesselspannung zu großen Wandstärken, deren Verminderung durch Verwendung von Blechen mit höherer Festigkeit anzustreben man der Industrie den Weg offen lassen müsse. Dazu trete noch die Rücksicht auf den Export der Kessel.«

Auf Grund der im vorstehenden enthaltenen Erwägungen war der technische Ausschuß des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine der Meinung, daß die zur Erörterung stehende Vorschrift entschieden zu weit gehe und gemildert werden müsse, und beschloß, folgenden Wortlaut vorzuschlagen:

»Aus Mantelblech sollen in der Regel nur solche Teile des Kessels gefertigt werden, welche mit Feuergasen nicht in Berührung kommen.«

Damit war den Bestrebungen der Hüttenleute, denen daran liegt, nur eine Blechsorte für die Landdampfkessel herstellen zu müssen, soweit entgegengekommen, als es die Interessen der übrigen Industrie gestatten.

Zu Abschnitt VII der Hamburger Normen.

Hierzu wurden zwei Ergänzungen beantragt:

»Zweireihige Doppellaschennietungen, wovon die eine Lasche nur einreihig genietet ist, sind mit $x = 4{,}35$ bezw. 4,1 zu berechnen.«

»$x = 4{,}5$ bei geschweißten Nähten unter Beachtung von II Ziffer 3 bis 5.«

Die Aufnahme dieser Bestimmungen entspricht dringenden Bedürfnissen.

Zu Abschnitt VIII der Hamburger Normen.

Seite 17 daselbst sind unterschieden »Landkessel« und »Schiffskessel«, wobei die Angabe für die Schiffskessel ganz dem entspricht, was für die Kessel der Seeschiffe von den Vertretern des Germanischen Lloyd verlangt wurde.

Von dem Schweizerischen Verein zur Ueberwachung von Dampfkesseln wurde darauf hingewiesen, daß die Vorschriften, welche hier für »Schiffskessel« aufgestellt sind, auch für die Kessel der Schiffe angewendet werden müßten, welche auf dem Züricher, Vierwaldstätter See usw. verkehren, ebenso auf die Kessel der Schiffe, die sich auf Flüssen bewegen. Der Verein sei nicht in der Lage, auf solche Kessel die fraglichen Vorschriften anzuwenden.

Der Wert $c = \frac{1-d}{500}$ ist übrigens auch nur dadurch entstanden, daß der Germanische Lloyd bestrebt war, Uebereinstimmung mit der alten Fairbairnschen Flammrohrformel herbeizuführen.

In Erwägung aller dieser Verhältnisse beschloß der technische Ausschuß, daß auf S. 17 folgende Abänderung einzutreten habe:

»$c = 2$ mm für Landkessel
und für die Kessel von Schiffen, welche nur auf Binnengewässern verkehren;

$$c = \frac{1-d}{500} \text{ für Seeschiffskessel.«}$$

Zu Abschnitt IX der Hamburger Normen.

Die Revisionsvereine mit dem Sitze in Wien, Zürich, München, Chemnitz, Stuttgart und Mannheim hatten an den technischen Ausschuß folgendes Schriftstück übergeben:

»Unter Bezugnahme auf die Anregungen des mitunterzeichneten Direktors Reischle in Amsterdam, betreffend Rohrplatten von Heizröhrenkesseln, weisen wir darauf hin, daß Tausende von Kesseln, bei denen die glatten Rohrenden in zylindrischen Rohrlöchern einfach aufgewalzt und nicht umgebördelt oder kegelförmig aufgeweitet sind, anstandslos betrieben werden.

Demgemäß halten wir es für unzulässig, daß in den neuen Hamburger Normen der vorgeschlagene Satz: »in zylindrischen Löchern aufgewalzte und nicht umgebördelte oder kegelförmig aufgeweitete glatte Rohrenden gelten nicht als Verankerung[1]) stehen bleibt.

Wir beantragen daher:

1) daß dieser Satz gestrichen wird;

2) daß in den Hamburger Normen nach dem Absatz: »Für Landdampfkessel weisen bewährte Ausführungen nach, daß durch Umbördeln (Umbiegen) der beiden Rohrenden, welche in zylindrischen Löchern aufgewalzt worden sind, oder durch Aufwalzen der Rohrenden in kegelförmig sich nach außen erweiternden Löchern Sicherung gegen das Herausziehen der Rohrenden stattfindet, sofern die hierbei auf das Zentimeter Rohrumfang entfallende Belastung

$$\sigma = \frac{p \cdot \text{Fläche } abcdefghiklm}{\pi d}$$

den Betrag von 25 kg nicht überschreitet, sachgemäße Ausführung vorausgesetzt«, ein neuer Absatz eingeschaltet wird, welcher lautet: »in zylindrischen Löchern aufgewalzte und nicht umgebördelte oder kegelförmig aufgeweitete glatte Rohrenden dürfen höchstens mit $\sigma = 15$ belastet werden«.

Würden diese Aenderungen nicht angenommen, so wären wir nicht in der Lage, in diesem Punkte die Normen anzuwenden.«

Der technische Ausschuß, welcher die Veranlassung zu der Vorschrift, die gestrichen werden sollte[2]), sowie die Tatsache zu erwägen hatte, daß insbesondre Tausende von Lokomotiv- und Lokomobilkesseln anstandslos im Betriebe stehen, deren Röhren nur in der Weise befestigt sind, die hier als ungenügend bezeichnet wird, beantragte:

1) den Satz: »In zylindrischen Löchern aufgewalzte und nicht umgebördelte oder kegelförmig aufgeweitete glatte Rohrenden gelten nicht als Verankerung«, zu streichen;

2) in einer Fußbemerkung hinzuzufügen: »Ueber den zulässigen Wert von σ für Röhren, welche in zylindrischen Lö-

[1]) Vergl. Z. 1901 S. 22.

[2]) Protokoll der 33. Delegierten- und Ingenieur-Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine zu Barmen-Elberfeld am 27. und 28. Juli 1904, S. 280 und 281.

[1]) Diese Bestimmung entspricht dem in Z. 1903 S. 168 u. f. als zu weitgehend behandelten Erlaß des kgl. preußischen Handelsministers.

[2]) Vergl. Z. 1903 S. 168 u. f.

chern aufgewalzt und nicht umgebördelt sind, sollen Ermittlungen stattfinden«.

Außer den vorstehenden Abänderungen und Ergänzungen wäre noch manches verbesserungsbedürftig, jedenfalls dann, wenn die Würzburger und die Hamburger Normen zu behördlichen Vorschriften erhoben werden sollten.

Der Bericht wird von der Versammlung mit lebhafter Zustimmung aufgenommen, und es wird einstimmig beschlossen, an den Vorstand des Gesamtvereines den Antrag zu stellen:

»Der Vorstand wolle gemäß der bisherigen Stellungnahme des Vereines (vergl. Z. 1904 S. 776 u. f., S. 825 u. f., S. 1748 u. f.) mit aller Entschiedenheit dahin wirken, daß in den neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln eine Festlegung auf die Vorschriften der Würzburger und Hamburger Normen 1905 nicht stattfindet, ganz abgesehen von den Einwendungen, die gegen wesentliche Einzelheiten dieser Normen 1905 erhoben werden müssen.

Der Bezirksverein nimmt hierbei Bezug auf sein dem Vorstande des Gesamtvereines im Januar 1904 übergebenes Gutachten, betreffend den ersten Entwurf des kgl. Preußischen Handelsministers, auf den in der Vereinszeitschrift 1905 S. 111 u. f. abgedruckten Bericht, welcher ihm in der Sitzung vom 3. November 1904 erstattet worden ist, sowie auf den Bericht des Vorstandes des Bezirksvereines zu dem heutigen Beschluß.

In eine weitere Erörterung der Einwendungen einzutreten, welche gegen die Normen 1905 erhoben werden müssen, glaubt der Bezirksverein unterlassen zu dürfen, da nach den erhaltenen Mitteilungen die Normen von dem neugebildeten Dampfkessel-Ausschuß des Vereines deutscher Ingenieure[1]) durchgesehen werden sollen.«

Hierauf spricht Hr. Ungerer über deutsche Turbinen am Niagara. Der Vortrag wird ausführlich veröffentlicht werden.

[1]) Z. 1905 S. 1300 in Verbindung mit S. 111 u. f.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Magnetische Aufbereitung phosphorreicher Eisenerze in den Vereinigten Staaten von Amerika. Von Simmersbach. (Stahl u. Eisen 15. Nov. 05 S. 1296/1300*) Aufbereitung der Minneville-Eisensteine von Witherbee, Sherman & Co. in Port Henry, N. Y., s. a. Zeitschriftenschau v. 16. Jan. 04. Erzscheider von Wenström, Rowand, Ball & Norton und Wetherill.

The Pittsburgh coal washer. (Iron Age 9. Nov. 05 S. 1234/35*) Aufbereitanlage mit doppelter Wäsche, die besonders sparsam mit Wasser arbeiten soll.

Beleuchtung.

Beitrag zur Kenntnis des Nürnberg-Lichtes. Von Nübling. (Journ. Gasb.-Wasserv. 18. Nov. 05 S. 1017/22*) Bericht über Lichtmeßergebnisse und über die Wirtschaftlichkeit des neuen Gasglühlichtes.

Dampfkraftanlagen.

The power system of the Lackawanna R. R. in Luzerne County, Pa. (Eng. Rec. 9. Nov. 05 S. 507/10*) Die Gesellschaft errichtet zum Betrieb ihrer Bergwerke bei Nanticoke ein neues Dampfkraftwerk mit Fernleitungsanlage für 4150 V Drehstromspannung. Das auf 2500 KW bemessene Kraftwerk enthält vorläufig 3 zweistufige Curtis-Turbodynamos von je 500 KW Leistung bei 1800 Uml./min.

The mechanical plant of the Hotel Gotham, New York. (Eng. Rec. 9. Nov. 05 S. 517/21*) Kraftwerk eines 22stöckigen Gebäudes, enthaltend 5 stehende Feuerrohrkessel, Bauart Manning, und vier liegende Dampfdynamos von 555 KW Gesamtleistung. Ausführliche Darstellung der Einrichtungen für Druckwasser- und Druckluft-erzeugung, Heizung und Lüftung.

Ueber verstärkten Schornsteinzug und einen Verdampfungsversuch an einem Wasserrohrkessel mit Naphthafeuerung. Von Starck. (Riga Ind. Z. 15. Okt. 05 S. 245/50 mit 1 Taf.) Bericht über die Ergebnisse früherer Versuche an Anlagen mit künstlichem Zug. Kraftbedarf des Ventilators. Versuche an einem Wasserrohrkessel von 350 qm Heiz- und 55 qm Ueberhitzerfläche im elektrischen Kraftwerk Kiew.

Ueber schädliche Bestandteile der Kesselspeisewässer. Von Bosch. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Nov. 05 S. 205/06) Entölung von Dampfwasser. Nachweise von Schwefelsäure und Aetznatron. Sodahaltige Speisewässer.

Kesselexplosion. (Z. Dampfk. Maschbtr. 15. Nov. 05 S. 436/40*) Ausführlicher Bericht über die Explosion eines wagerechten Heizröhrenkessels in der Emerson-Schuhfabrik zu Brockton, Mass., sowie über ihre Ursachen.

The determination of the principal dimensions of the steam turbine with special reference to marine work. Von Speakman. (Engineer 17. Nov. 05 S. 500/02*) Erörterung der maßgebenden Gesichtspunkte bei der Konstruktion einer für Turbinenantrieb bestimmten Schiffsschraube. Zusammenstellung der mit Dampfturbinen versehenen Schiffe. Arbeit des Dampfes in der Turbine. Zweckmäßigste Anordnung der Turbinenschaufeln. Umlaufgeschwindigkeit. Forts. folgt.

Dampfverbrauchs- und Leistungsversuche an Dampfmaschinen im Jahr 1904. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Nov. 05 S. 206/10) Die Versuche an Einzylinder-, Zweifach- und Dreifach-Expansionsmaschinen sind in verschiedenen Zahlentafeln zusammengestellt.

Eisenbahnwesen.

Die Eisenbahnen Siams. Von Blum und Giese. (Zentralbl. Bauv. 18. Nov. 05 S. 578/79*) Schilderung der Landesverhältnisse. Uebersicht über die einzelnen Linien. Schluß folgt.

Der augenblickliche Stand der Berliner Schnellbahnpläne. (Deutsche Bauz. 18. Nov. 05 S. 558/60*) Kritische Besprechung der verschiedenen Pläne an Hand eines Lageplanes der Stadt Berlin. Schluß folgt.

Cyprus Government Railway. (Engineer 17. Nov. 05 S. 488/89*) Von der mit 0,75 m Spurweite angelegten Bahn, die von Famagusta auf Cypern ausgeht, sind bereits 58 km in Betrieb genommen, während der Rest von 54 km im Bau begriffen ist.

The Marble Hill cut-off and Port Morris branch, New York Central terminal improvements. (Eng. Rec. 4. Nov. 05 S. 512/15*) Die neue Strecke längs des Harlem River-Schiffahrtkanales verkürzt die Zufahrt zum Bahnhof um rd. 1200 m. Streckenführung. Einzelheiten vom Bau der neuen Linie nach Port Morris.

Bogie tank locomotive, Madrid and Alicante Railways. (Engineer 17. Nov. 05 S. 485/86*) $^3/_7$-gekuppelte Zwillingslokomotive mit außenliegenden Zylindern von 440 mm Dmr. bei 630 mm Hub und 71,5 t Betriebsgewicht.

Heizung der Eisenbahnwagen. Von Ritt. (Gesundhtsing. 10. Nov. 05 S. 505/08*) Uebersicht über die neueren Fortschritte auf diesem Gebiete.

Die elektrische Zugbeleuchtung von L'Hoest und Pieper. Von Wikander. (Elektrot. Z. 16. Nov. 05 S. 1056/57*) Die dargestellte Zugbeleuchtung arbeitet mit einer auf der Lokomotive aufgestellten Dampfdynamo für Reihenschaltung und einer Batterie als Hülfsstromquelle.

Die elektromagnetische Westinghouse-Bremse. Von Braun. Schluß. (El. Bahnen u. Betr. 14. Nov. 05 S. 609/15*) Betriebsergebnisse.

Eisenhüttenwesen.

Die Werke des Lothringer Hüttenvereines in Kneuttingen. Von Osann. (Stahl u. Eisen 15. Nov. 05 S. 1281/91* mit 3 Taf.) Die Werke umfassen die Erzgruben »Friede« mit Hochöfen, Gießerei und Walzwerk, »Aumetz« und »Hayingen«, die Kohlengruben »General« und »Crone« und das Fentscher Hüttenwerk. Das Walzverfahren des Werkes »Friede«; Hochofenanlagen, Verladeeinrichtungen, Stahl- und Walzwerk, Gebläsemaschinen, Hebezeuge und Walzenstraßen.

Ueber Beseitigung des Hängens bei Hochöfen. Von Heynen. (Stahl u. Eisen 15. Nov. 05 S. 1295) Beschreibung einer auf der Burbacher Hütte verwendeten Sprengeinrichtung.

Experimental desulphurization. Von Meeks. (Iron Age 9. Nov. 05 S. 1227/28) Bericht über Versuche mit Manganerzen und Erläuterung eines Verfahrens zum Erzielen von wenig schwefelhaltigem Eisen.

The Republic Iron and Steel Company's rail mill. (Iron Age 9. Nov. 05 S. 1217/21*) Die Anlage hat ein neues Blockwalzwerk für 200 × 200 mm-Blöcke und ein Trio-Walzwerk für Schienenprofile erhalten. Darstellung der Werkstätte für Schienenbearbeitung.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Neuere Eisenbahnhochbauten. Von Rüdell. (Zentralbl. Bauv. 18. Nov. 05 S. 573/78*) Bahnhöfe und Zubehör auf der Vorortbahn Berlin-Erkner.

Elektrotechnik.

Die Ueberlandzentrale »Kaiserwerke«. Von Manasse. Schluß. (Elektrot. Z. 16. Nov. 05 S. 1052/56*) Schaltanlage. Transformatoren. Fernleitung. Umformer.

Der Einfluß der Ankerrückwirkung von Wechselstrommaschinen. Von Benischke. (Z. f. Elektrot. Wien 19. Nov. 05 S. 681/86*) Eingehende Untersuchung auf Grund von Versuchsergebnissen und rechnerische Erläuterung der Vorgänge.

Magnetic switch controllers on electrically operated automatic ore unloaders at Lorain, O. Von Wright. (Eng. News 9. Nov. 05 S. 481/83*) Schaubilder der von der Electric Controller and Supply Co. in Cleveland für elektrisch betriebene Greifer gebauten Schaltanlagen.

Erd- und Wasserbau.

Sinking machinery foundation in quicksand without excavation. (Eng. Rec. 4. Nov. 05 S. 526*) Beim Aufstellen eines Drehwerkes von 18 m Dmr. in der Werkstatt der General Electric Co. in Schenectady ist ein belasteter Senkkasten von 2,7 m Dmr. verwendet worden, unter dem der Sand mit Wasser fortgespült worden ist.

Bemerkungen über Talsperrenbauten. Von Ehlers. (Zentralbl. Bauv. 15. Nov. 05 S. 569/72*) Der Verfasser weist eine französische Kritik an der Solinger Talsperre zurück.

Gasindustrie.

Gasgenerator, Patent Morgan. (Z. Dampfk. Maschbtr. 15. Nov. 05 S. 442/43*) Der zum Vergasen minderwertiger Brennstoffe bestimmte, von Ehrhardt & Sehmer ausgeführte Generator hat unteren Wasserabschluß und doppelten Trichterabschluß für die obere Brennstoffzuführung.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Entwässerung Chicagos. Von Denicke. (Zentralbl. Bauv. 11. Nov. 05 S. 564/66*) Kurze Uebersicht über die bisher fertiggestellten Kanalbauten.

Gießerei.

Moderne Formmaschinen. Von Baur. (Stahl u. Eisen 15. Nov. 05 S. 1307/13*) Maschinen mit Abhebestiften, mit Wendeplatten und Durchziehmaschinen. Gleichmäßige Pressung des Formsandes. Doppelseitige Pressung. Drehtisch Formmaschinen. Vorteile der Maschinenformerei. Schluß folgt.

Lager- und Ladevorrichtungen.

A new pit car loading machine. (Iron Age 9 Nov. 05 S. 1230/31*) Elektrisch betriebenes Förderwerk zum Beladen der Hunde im Stollen. Angaben über die Wirkungsweise und den Stromverbrauch.

Maschinenteile.

Les régulateurs à force centrifuge. Von Rith. (Mém. Soc. Ing. Civ. Sept. 05 S. 307/45*) Allgemeine Bemerkungen über Stabilität und Berechnung von Pendelregulatoren. Diagramme von Watt-Regulatoren. Einfluß einer besondern Belastung. Stabile, labile und isochrone Regulatoren. Verschiedene Regelverfahren. Geschwindigkeitsmessung. Berechnung von Schraubenfedern.

Materialkunde.

Materialprüfung und moderne Prüfungsmaschinen. Forts. (Gießerei-Z. 15. Nov. 05 S. 743/53*) Maschine für Biegeversuche von Amsler-Laffon & Sohn. Pendelmanometer. Druckpumpen für Zerreißmaschinen.

Some peculiarities of cement. Von Aiken. (Eng. Rec. 4. Nov. 05 S. 526/28) Mitteilungen über das Prüfverfahren für Zement, das beim Bau der New Yorker Untergrundbahn verwendet worden ist. Einfluß der chemischen Zusammensetzung auf die Festigkeitseigenschaften der Probekörper.

The influence of nickel and carbon on iron. Von Waterhouse. (Engng. 17. Nov. 05 S. 671/75*) Ausführlicher Versuchsbericht.

Mechanik.

Wärmemechanik. Von Carlo. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 15. Nov. 05 S. 435/36*) Der Carnotsche Kreisprozeß. Wärmegewicht oder Entropie.

Meßgeräte und -verfahren.

Das Kugelphotometer in Theorie und Praxis. Von Bloch. (Elektrot. Z. 16. Nov. 05 S. 1047/52*) Theorie des Photometers im allgemeinen und für besondre Anordnungen der Lichtquelle. Darstellung des Photometers.

Metallbearbeitung.

Expériences sur le travail des machines-outils. Von Codron. Schuß. (Bull. d'Encour. Aug./Okt. 05 S. 1048/86*) Versuche an Lochbohrmaschinen für Wellen, gebaut von Dujardin & Cie. in Lille.

Lathe for the manufacture of zinc shavings. (Engng. 17. Nov. 05 S. 669*) Die von Pollock & Macnab in Bredbury bei Manchester gebaute Drehbank mit innen angeordneter Leitspindel ohne Wechselräder und zwei Stahlhaltern auf dem Schlitten dient zur Gewinnung von Zinkspänen für chemische Verfahren, insbesondre zur Wasserstofferzeugung.

The lo-swing lathe. (Am. Mach. 18. Nov. 05 S. 598/601*) Konstruktionseinzelheiten einer Spitzendrehbank der Fitchburg Machine Works, insbesondre des Wechselgetriebes, des Vorschubes und der Einspannvorrichtungen.

A large home-made boring mill. (Am. Mach. 18. Nov. 05 S. 581/83*) Konstruktion einer drehbaren Aufspannplatte von rd. 7,25 m Dmr. mit elektrischem Antrieb und Darstellung ihres Einbaues. Einzelheiten der Schmierung der Laufflächen.

Some interesting generated worm-gearing. (Am. Mach. 18. Nov. 05 S. 579/80*) Erzeugnisse einer Schneckenradfräsmaschine mit drehbarem und geradlinig verschiebbarem Aufspanntisch, gebaut von der Eberhardt Brothers Machine Co. in Newark, N. J.

Das Schweißen fehlerhafter Gußstücke. Von Meyer. Forts. (Gießerei Z. 15. Nov. 05 S. 741/43*) Behandlung von Walzen, Zahnrädern und ähnlichen großen Stücken.

Motorwagen und Fahrräder.

The »Iris« touring motor-car. Constructed by Messrs. Legros & Knowles, Engineers, London. (Engng. 17. Nov. 05 S. 652/54*) Der Wagen hat einen 30pferdigen vierzylindrigen Motor von 108 mm Zyl.-Dmr. und 133 mm Kolbenhub.

The Arrol-Johnston motor car. Schluß. (Engng. 17. Nov. 05 S. 655/57*) Konstruktionseinzelheiten.

American threshing machines and traction engines. II. (Engineer 17. Nov. 05 S. 486/87*) Allgemeine Anordnung und Konstruktionseinzelheiten mehrerer Dampf-Vorspannwagen.

Schiffs- und Seewesen.

A paraffin marine motor. (Engineer 17. Nov. 05 S. 490*) Als Vorteil der von Walters in Kingston-on-Thames gebauten Einzylindermaschine wird angegeben, daß sich besonders hohe Kompression erzielen läßt.

Straßenbahnen.

Die Sernftalbahn. (Schweiz. Bauz. 11. Nov. 05 S. 239/42* u. 18. Nov. S. 254/57*) Die rd. 14 km lange Bahn folgt im wesentlichen der Staatsstraße von Schwanden nach Elm und hat insgesamt 438 m Steigung zu überwinden. Sie ist als Adhäsionsbahn mit elektrisch angetriebenen Motorwagen und Anhängewagen für Personen- und Güterverkehr ausgebildet. Die mit je zwei 65pferdigen Motoren ausgerüsteten Motorwagen fahren je nach der Steigung mit 18 bis 25 km/st Geschwindigkeit und werden durch eine Oberleitung mit Gleichstrom von 800 V gespeist.

Textilindustrie.

Étude sur la nouvelle peigneuse Noble. Von Rapplé. (Ind. textile 15. Nov. 05 S. 420/23*) Beschreibung der Nobelschen Kämmaschine.

Étude sur le cardage du coton. Forts. (Ind. textile 15. Nov. 05 S. 424/30*) Arbeitsweise der Krempel. Die verschiedenen Systeme von Krempeln.

Les chargeuses automatiques pour matières textiles. Von Dantzer. Forts. (Ind. textile 15. Nov. 05 S. 431/33*) Selbsttätige Aufgebevorrichtungen von Pierrard, Fichtner, Alexandre u. a. Konstruktionseinzelheiten.

Vereinigte Naß- und Trockendekatiermaschine. Von Richard. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 16. Nov. 05 S. 1414*) Beschreibung einer von Rudolph & Kühne in Berlin gebauten Dekatiermaschine.

Vorrichtung für Selbstspinner zur Veränderung der Fadenspannung beim Aufwinden. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 16. Nov. 05 S. 1415/16*) Die von der Sächsischen Maschinenfabrik gebaute Vorrichtung vermindert die Spannung der Fäden beim Abschlagen und vermehrt sie beim Aufwinden.

Loom tuning. Von Bailey. Forts. (Text. Manuf. 15. Nov. 05 S. 363/64*) Wirkungsweise der Hubexzenter bei Webstühlen.

Mechanics of flax spinning. Von Bellin. Forts. (Text. Manuf. 15. Nov. 05 S. 365/66*) Selbsttätige Aufgebevorrichtungen für Karden und deren Wirkungsweise.

The principles of wool spinning. Von Priestman. Forts. (Text. Manuf. 15. Nov. 05 S. 372/74) Das Aufwinden der gesponnenen Fäden auf kegelige Spulen.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The balancing of multiple-cylinder petrol engines. (Engineer 17. Nov. 05 S. 481/82*) Erörterung der Ursachen der

Erschütterungen in Verbrennungskraftmaschinen und der Mittel zu ihrer Verminderung.

Wasserkraftanlagen.

The hydraulic plant of the Chattanooga and Tennessee River Power Co. (Eng. Rec. 4. Nov. 05 S. 516*) Dem Kraftwerk steht ein Gefälle von 2,25 m des Tennessee bei Hales Bar, Tenn., zur Verfügung, das durch einen 360 m langen, 15 bis 18 m hohen Damm erzeugt wird. Das Werk erhält nach vollem Ausbau 14 Maschinengruppen, bestehend aus je drei Turbinen, die auf gemeinsamer senkrechter Welle sitzen und bei 120 Uml./min rd. 4000 PSe leisten.

Wasserversorgung.

Die Wasserversorgungsanlage auf Bahnhof Speldorf. Von Lamm. (Glaser 15. Nov. 05 S. 194/97*) Die Anlage umfaßt ein Pumpenhaus mit einer älteren Dampfpumpe von 90 cbm/st Leistung und einer neuen elektrisch betriebenen Drillingspumpe, sowie einen Hochbehälter von 600 cbm Inhalt. Schluß folgt.

Werkstätten und Fabriken.

Lang's lathe works at Johnstone, Scotland. Von Chubb. (Am. Mach. 18. Nov. 05 S. 586/91*) Grundriß der Fabrik und der Gießerei mit zwei Kuppelöfen, von denen aber nur einer mit 6 t/st Leistung im Betrieb ist. Bilder aus der Maschinenwerkstätte.

Rundschau.

Arbeitslosigkeit und Löhne.

In London hat die Arbeitslosigkeit wunderbare Erscheinungen gezeitig. Jüngst zogen die Frauen der Arbeitlosen im langen Zuge zum Premierminister, Hülfe in ihrer Notlage heischend, und jetzt kommt die Nachricht von einer neuen Kundgebung der Arbeitlosen: Etwa 8- bis 10000 Männer haben sich am 20. November am Themse-Kai gesammelt und sind nach dem Hyde Park marschiert, um dort unter freiem Himmel eine Versammlung abzuhalten. Nun ist es zwar eine bekannte Erscheinung, daß in einer Riesenstadt wie London zu Beginn des Winters das Gespenst der Arbeitlosigkeit drohend sein Haupt erhebt; aber die außergewöhnlichen Massenkundgebungen, die in letzter Zeit in England gemachten Vorschläge zur Unterstützung der Arbeitlosen, die großen Geldspenden hochstehender Personen, über welche die Tagesblätter kürzlich berichtet haben — das alles läßt darauf schließen, daß die Notlage in diesem Jahre besonders furchtbar ist.

Insoweit die ungelernten Arbeiter davon betroffen werden, hat die Arbeitlosigkeit in diesem Jahre nichts Ueberraschendes. Die stetige Verminderung des Ackerbaues in England macht zahlreiche Arbeitskräfte frei, die naturgemäß in die Stadt strömen, die ohnehin für sie Lockmittel genug besitzt. Was aber auffällt, ist, daß die Londoner Gewerkvereine, deren Mitglieder hauptsächlich gelernte Arbeiter sind, die Leitung bei dem letzten Aufzuge der Arbeitlosen übernommen haben, und daß der Schriftführer des Gewerkschaftsrates ausdrücklich erklärt hat, die Kundgebung sei für die Londoner Gewerkvereine bestimmt. Man darf also den Schluß ziehen, daß die Arbeitlosigkeit auch die gelernten Arbeiter in erheblichem Maß ergriffen hat.

Diese Erscheinung läßt sich wenigstens teilweise durch die Auswanderung von Fabriken erklären, deren neustes Beispiel durch die Firma Yarrow & Co. geboten wird[1]). Zweifelsohne sind für diese Auswanderung eine Reihe von Gründen maßgebend: die hohen Abgaben, die teuern Preise für Brenn- und Rohstoffe, sowie in dem besondern Fall von Yarrow & Co. der Wunsch, größere Schiffe zu bauen, als es auf ihrer Werft in London möglich ist. Aber wesentlich mitbestimmend dürften die hohen Anforderungen der Trade Unions, vor allem hinsichtlich der Lohnsätze sein, und eine englische Fachzeitschrift[2]) spricht es geradezu aus, »daß die verschiedenen Gewerkvereine, auf ihren eigenen Vorteil bedacht, die Arbeitgeber beschränkt und Kapital sowie Handel vom Osten Londons vertrieben haben«. Wo aber Arbeitslosigkeit, also Ueberfluß an Arbeitskräften eintritt, müssen notgedrungen die Löhne wieder fallen, und so kommt man an eine Stelle, wo der Kreis sich schließt: Infolge der Bestrebungen der Gewerkvereine sind die Löhne zwar zunächst gestiegen, aber schließlich kommen sie doch wieder bei Tiefstand an.

Weit mehr Einsicht in die wirtschaftlichen Dinge als die englischen Trade Unions hat die Organisation der Diamantarbeiter in Amsterdam bewiesen, indem sie die Steigerung der Arbeitslöhne aus freien Stücken beschränkte. Die Diamantindustrie befindet sich nämlich zurzeit in gewaltigem Aufschwunge, da sich eine außerordentliche Menge Rohmaterial angesammelt hat. Die Folge davon war Arbeitermangel und eine Steigerung der Löhne; ja es kam oft genug vor, daß ein Juwelier dem andern die Arbeiter abspenstig machte, indem er ihnen höhere Löhne zahlte. Auf Betreiben des Führers der Diamantschleifer, Henry Polak, der einsah, daß dieser Zustand des Hochdruckes einmal in das Gegenteil umschlagen könne, und zwar um so schneller, je mehr die Leistung durch hohe Löhne gesteigert wird, wurde bereits am 1. April d. J. zwischen den Vereinigungen der Juweliere und der Diamantarbeiter ein Abkommen geschlossen, durch das ein Höchstlohn festgelegt wurde. Da dieses Abkommen aber dadurch umgangen wurde, daß die Arbeitgeber Zuschlag zum Höchstlohn zahlten, so ist neuerdings eine weitere Vereinbarung getroffen worden, wonach jeder Juwelier, der mehr als den Höchstlohn zahlt, eine Buße von 500 Gulden, jeder Arbeiter, der zu höherem Lohn arbeitet, eine Strafe von 25 Gulden erlegen muß. Man hat also hier den bisher wohl noch nie dagewesenen Fall, daß Arbeiter freiwillig ihr Einkommen beschränken. Eine Ergänzung müßte die besprochene Vereinbarung natürlich durch einen Mindesttarif finden; darüber ist freilich in unsrer Quelle[1]) nichts gesagt, aber bei der kräftigen Entwicklung der Gewerkschaft der Diamantschleifer in Amsterdam läßt sich mit ziemlicher Sicherheit annehmen, daß ein solcher Lohntarif besteht.

[1]) s. Z. 1905 S. 1883.

[2]) The Engineer 10. November 1905 S. 468.

Die **Mersey-Untergrundbahn** verbindet Liverpool mit Birkenhead mittels eines Tunnels unterhalb des Mersey-Flusses. Auf der Birkenhead-Seite gabelt sich die Linie; ein Teil führt zum Hauptbahnhof von Birkenhead, der andre zum Birkenhead-Park, wo die Bahn an die Oberfläche emporsteigt. Diese Strecke hat wiederum zwei Zweige, von denen der eine nach New Brighton geht, das vom Anfang der Linie rd. 10,5 km entfernt liegt, während der andre in dem 14,5 km entfernten West Kirby endet. Diese Bahn ist bis zum Mai 1903 mit Dampflokomotiven betrieben worden, von dieser Zeit an mit elektrischen Lokomotiven. Die Umwandlung[2]) hatte die British Westinghouse Company übernommen und dabei gutgesagt, daß die Betriebskosten nicht mehr als 3,86 Pfg für 1 Zugkilometer ($6^3/_4$ Pence für 1 engl. Zugmeile) betragen würden. Dabei war die Gesellschaft von der Voraussetzung ausgegangen, daß die Anzahl der Züge erheblich vermehrt werden würde.

Trotzdem ist das erwartete Ergebnis nicht erzielt worden, sondern die Betriebskosten betrugen in der einen Hälfte des Juni 1904 11,75 Pfg für 1 Zugkilometer, und nach einem weiteren Jahre waren sie, für denselben Zeitraum gerechnet, sogar auf 11,81 Pfg gestiegen. Leider wird in der Quelle[3]) die Anzahl der Züge nicht mitgeteilt, sondern nur angegeben, daß die Züge weit schneller aufeinander folgen, als es der Verkehr erfordern würde. Daß dieses Urteil richtig ist, geht daraus hervor, daß die Reineinnahmen für 1 Zugkilometer im Juni 1899, wo also noch Dampflokomotiven bei geringererer Verkehrsdichte verwendet worden waren, 9,6 Pfg betrugen, im Juni 1905 aber nur 3,62 Pfg.

Es betrugen		in einer Hälfte des Juni 1905 (Elektrizität)	1899 (Dampf)	Zu- oder Abnahme bei elektrischem Betrieb in vH
die Einnahmen	M	85 400	75 500	+ 12,9
die Ausgaben (ohne Abgaben)	»	65 200	56 100	+ 16,0
der Reinverdienst	»	20 200	19 400	+ 4,0
die Anzahl der Zugkilometer		667 000	242 000	+ 173,5
die Einnahmen für 1 Zugkm	Pfg	15,43	37,40	— 58,7
die Ausgaben » 1 »	»	11,81	27,80	— 57,5
der Reinverdienst für 1 Zugkm	»	3,62	9,60	— 61,9

[1]) Vossische Zeitung vom 18. November, Abendausgabe.

[2]) s. Z. 1902 S. 1522.

[3]) Railway Gazette 29. September 1905 S. 142 E.

Man erkennt aus diesen Angaben schon, daß man bei den Schlußfolgerungen, die man aus einem Vergleich zwischen dem Dampfbetrieb und dem elektrischen auf der Mersey-Bahn ziehen könnte, sehr vorsichtig sein muß; denn die Verhältnisse sind zu verschieden gewesen. Ganz unstatthaft aber ist es, die Ergebnisse zu verallgemeinern, weil erstlich die Bahnstrecke nur sehr kurz ist, und weil sie ferner unter dem Wettbewerb der Fährboote auf dem Mersey-Fluß zu leiden hat. Immerhin dürften die Einzelheiten des Betriebes vor und nach dem Umbau von Interesse sein, da derartige zahlenmäßige Angaben selten zuvor veröffentlicht sind.

Hier ist zu beachten, daß, während sich die Unkosten um 16 vH erhöht haben, der Zugdienst um 173,5 vH gesteigert worden ist. Leider konnte die Bahngesellschaft von dieser gesteigerten Leistungsfähigkeit keinen Nutzen ziehen, weil die entsprechenden Fahrgäste ausblieben, wie sich aus den nur um 12,9 vH vermehrten Einnahmen ergibt.

Ueber die Einzelheiten gibt folgende Zusammenstellung Auskunft:

	in einer Hälfte des Juni		Zu- oder Abnahme bei elektrischem Betrieb in vH
	1905 (Elektrizität)	1899 (Dampf)	
Unterhaltung der Gleise . . . . . ℳ	6 590	4 925	+ 33,4
» » Wagen . . . . »	3 750	2 495	+ 50,3
» » Lokomotiven und Stromerzeuger . . . . »	5 650	3 320	+ 63,9
Kosten des Fahrdienstes . . . . . »	43 500	40 750	+ 6,8
allgemeine Unkosten . . . . . »	5 560	4 660	+ 25,9
Gesamtunkosten ℳ	65 050	56 150	+ 16,0

Wenn man die vorstehenden Ausgaben durch die Summe der Bruttoeinnahmen dividiert, so erhält man folgende Werte:

Kosten im Verhältnis zu den Bruttoeinnahmen in vH.

	in einer Hälfte des Juni		Zu- oder Abnahme bei elektrischem Betrieb in vH
	1905 (Elektrizität)	1899 (Dampf)	
Unterhaltung der Gleise	7,72	6,53	+ 1,19
» » Wagen	4,40	3,31	+ 1,09
» » Lokomotiven und Stromerzeuger	6,61	4,40	+ 2,21
Kosten des Fahrdienstes	51,09	54,03	— 2,94
allgemeine Unkosten	6,64	6,17	+ 0,47
Gesamtunkosten	76,46	74,44	+ 2,02

Daraus ergibt sich, daß nach Einführung des elektrischen Betriebes die Transportkosten zwar gefallen sind, daß aber diese Ersparnis durch die vermehrten Ausgaben für die Erhaltung der Gleise und des Betriebsmaterials wieder mehr als wettgemacht ist.

Die französische Westbahn-Gesellschaft, die schon in mehr als 700 Wagen ihrer Pariser Vorortzüge sowie auf ihrer Linie nach Auteuil **Beleuchtung mit Gasglühlicht** eingeführt hat, hat jetzt diese Beleuchtungsart, die auf jedem Wagenplatz zu lesen gestattet, auch auf die Linie nach Versailles und auf die Schnellzüge Paris-Hâvre und Paris-Cherbourg ausgedehnt. Auch die Schnellzüge Paris-Brest und Paris-Granville sollen Gasglühlicht-Beleuchtung erhalten. Zu diesem Zwecke werden gegenwärtig 400 Wagen umgebaut. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 15. November 1905)

Ein Ende September 1905 abgefaßter Bericht der Gesellschaft Turbinia über die **Entwicklung der Parsons-Turbine** besagt, daß bis zu diesem Zeitpunkt Dampfturbinen von einer Gesamtleistung von 590 000 PSi gebaut und im Bau begriffen waren. Ueber die zum **Antrieb von Schiffen** benutzten Parsons-Turbinen gibt die nachstehende Zusammenstellung Auskunft.

Name des Schiffes	Bauart	Eigentümer, Verkehrstrecke	erbaut im Jahre	Wasserverdrängung t	Maschinenleistung PSi	Geschwindigkeit Knoten
Turbinia	Versuchsboot	C. A. Parsons	1894	44,5	2 000	34,5
Viper	Torpedobootzerstörer	englische Marine	1898	370	11 500	36,5
Cobra	»	»	1899	430	12 000	35
King Edward	Personendampfer	schottische Seen	1901	650	3 500	20,5
Queen Alexandra	»	»	1902	750	4 400	21,5
Velox	Torpedobootzerstörer	englische Marine	1902	440	9 000	33
Tarantula	Jacht	Vanderbilt	1902	170	2 000	26
Lorena	»	A. L. Barber	1903	1 400	3 500	18
Emerald	»	Gould	1903	900	1 500	15
Queen	Personendampfer	Dover-Calais	1903	1 950	8 000	21,75
Brighton	»	Newhaven-Dieppe	1903	1 600	7 000	21
Eden	Torpedobootzerstörer	englische Marine	1903	560	7 500	25,5
Nr. 293	Torpedoboot	französische Marine	1904	95	1 950	26,5
Princess Maud	Personendampfer	Larne-Stranraer Schottland	1904	1 900	6 000	20
Londonderry	»	Heysham-Belfast	1904	2 100	8 000	22
Manxman	»	Heysham-Insel Man	1904	2 100	8 500	23
Turbinia	»	Turbine S. S. Co. of Canada	1904	1 350	5 000	22,5
Amethyst	kleiner Kreuzer	englische Marine	1904	3 000	9 800	23
Victorian	Fracht- und Personendampfer	Allan-Line, Kanada-Liverpool	1904	11 200	11 000	17
Virginian	»	»	1904	11 200	11 000	17
S. 125	Torpedoboot	deutsche Marine	1904	400	7 000	28,5
Lübeck	kleiner Kreuzer	»	1904	3 250	12 000	23,5
Loongana	Fracht- und Personendampfer	Melbourne-Launceston	1904	2 300	6 000	18
Albion	Jacht	Sir George Newnes	1904	1 300	2 500	15
Linga	Fracht- und Personendampfer	British India Steam Navigation Co.	1904	2 200	4 000	17
Lhassa	»	»	1904	2 200	4 000	17
Lama	»	»	1904	2 200	4 000	17
Lunka	»	»	1904	2 200	4 000	17
Bingera	»	»	1905	2 300	6 000	18
Maheno	»	Vancouver, Neu-Seeland	1905	5 500	7 000	17,5
Carmania	»	Cunard Co., Liverpool-New York	1905	30 000	22 500	19
Onward	Personendampfer	Calais-Dover	1905	1 700	8 000	23
Invicta	»	»	1905	1 700	8 000	23
Dieppe	»	Newhaven-Dieppe	1905	1 600	7 000	21,5
Viking	»	Insel Man, Schottland	1905	2 200	11 000	24
Princesse Elisabeth	»	Ostende-Dover	1905	2 000	12 000	24
Narcissus	Jacht	Miller Mundy	1905	800	2 000	15
Osborne	»	König von England	im Bau	2 000	—	18
Mahroussa	»	Chedive von Egypten	»	—	—	17,5
Dreadnought	Schlachtschiff	englische Marine	»	18 000	23 000	21
Chester	Späherschiff	amerikanische Marine	»	—	—	24
noch ohne Namen	2 Schnelldampfer	Cunard-Linie, Liverpool-New York	»	je 43 000	je 70 000	je 25
»	2 Fracht- und Personendampfer	Allan Line	»	—	—	—
»	5 Torpedobootzerstörer	englische Marine	»	—	—	je 33
»	2 Torpedobootzerstörer	»	»	—	—	je 31
»	12 Küsten-Torpedoboote	»	»	—	—	je 26
»	3 Personendampfer	Great Western Railway Co.	»	je 2 100	—	—
»	2 Personendampfer	Grand Central Railway Co.	»	—	—	je 18
»	2 Fracht- und Personendampfer	British India Steam Navigation Co.	»	—	—	—
»	Personendampfer	Androssan-Belfast	»	—	—	—
»	Dampfer	P. A. Campbell-Bristol	»	—	—	20
»	Personendampfer	Themse	»	—	—	—

In England beschäftigen sich zurzeit 25 Firmen mit dem Bau von Parsons-Turbinen, in den Vereinigten Staaten von Amerika vier, in Deutschland, Frankreich, Italien, Holland,

Kanada, Japan, Belgien, Schweiz, Oesterreich-Ungarn und Dänemark je 1 Firma.

Als der **Dampfer »Majestic«** der White Star-Linie im Juli d. J. mit **zertrümmerter Steuerbordmaschine** in New York ankam, glaubte man, daß bedeutende Zeit verfließen würde, ehe das Schiff wieder in Dienst gestellt werden könnte. Die Havarie war dadurch veranlaßt worden, daß der Kreuzkopfzapfen des Mitteldruckzylinders zerbrochen war, wobei die Kurbel den hinteren Rahmenteil zerstört und der Kolben das obere Zylinderende herausgeschlagen hatte; und zwar war der Zylindermantel dicht unter dem oberen Flansch abgerissen, während die Deckelschrauben gehalten hatten, so daß der obere Flansch und der Zylinderdeckel im Zusammenhang geblieben waren. Die Untersuchung zeigte, daß Hoch- und Niederdruckzylinder nicht ernstlich beschädigt worden waren, und so wurden die Trümmer beiseite geräumt und eine vorläufige Reparatur ausgeführt. Zu dem Zweck wurden die Dampfleitungen zwischen Hoch- und Mitteldruck- sowie zwischen Mittel- und Niederdruckzylinder beseitigt und durch ein 900 mm weites Kupferrohr von 10 mm Wanddicke zwischen Dampfauslaß des Hochdruck- und -einlaß des Niederdruckzylinders ersetzt. Diese Arbeit ging so schnell vonstatten, daß das Schiff, obschon es wegen seines Unfalles zwei Tage zu spät in den Hafen gekommen war, rechtzeitig wieder abfuhr, mit der Backbordmaschine als Dreifach-Expansionsmaschine und der Steuerbordmaschine als Verbundmaschine.

In England angekommen, wurde die »Majestic« der Firma Rollo & Sons in Liverpool zur endgültigen Ausbesserung übergeben. Auch diese wurde, obschon der Mitteldruckteil der Maschine so gut wie neu hergestellt werden mußte, so schnell beendigt, daß das Schiff in 6½ Wochen zur Probefahrt abgeliefert werden konnte. Es hatte auf diese Weise nur eine Hin- und Rückfahrt zwischen England und den Vereinigten Staaten versäumen müssen. (Marine Engineering, November)

Die Pennsylvania-Eisenbahn steht im Begriff, am Susquehanna-Fluß eine neue zweigleisige Strecke herzustellen, die auf rd. 1,5 km Länge den Aushub gewaltiger Felsmassen notwendig macht. Für diese Arbeiten wendet der Unternehmer **Druckluftübertragung** an und hat zu dem Zweck etwa in der Mitte der Strecke ein großes **Kraftwerk** errichtet, das nicht weniger als 24 Dampfkessel von Lokomotivbauart enthält, von denen jeder seinen eigenen Schornstein hat. Zur Erzeugung der Druckluft dienen 8 einstufige Kompressoren der Ingersoll Sergeant Co., und zwar hat man einstufige Maschinen gewählt, weil es sich nur um eine vorübergehende Anlage handelt. Die Maschinen sind in der Lage, 270 cbm/min Luft von 6,9 at zu liefern. Zur Aufspeicherung dienen vier stehende Luftbehälter von 1525 mm Dmr. und 4270 mm Höhe; einen noch größeren Luftspeicher bildet aber das Rohrnetz, dessen Hauptleitungen insgesamt 12190 m lang sind. Die Druckluft dient im wesentlichen dazu, Gesteinbohrmaschinen zu treiben. Sie findet aber auch Anwendung, um den Staub aus den tiefen Bohrlöchern herauszublasen und um Pumpen zu treiben.

Der Grund, daß man für verhältnismäßig kurze Zeit ein derartig riesenhaftes Kraftwerk mit langen Leitungen errichtet und nicht vorgezogen hat, einzelne Gruppen von Bohrmaschinen mittels Dampfmaschinen zu betreiben, liegt im wesentlichen darin, daß man bei einer Zentralanlage für die Bedienung der Maschinen weniger Angestellte braucht. Wieder ein Beweis dafür, daß man angesichts der hohen Arbeitslöhne in den Vereinigten Staaten das Hauptgewicht auf die Ersparnis von Menschenarbeit legt!

Einem Bericht, der der schwedischen Regierung von dem Leiter des schwedischen geologischen Ueberwachungsamtes, Professor Törnebohm, über den Umfang der **Eisenerzlager in Schweden und den übrigen Ländern der Welt** erstattet worden ist, und den »Teknisk Tidskrift« im September veröffentlicht hat, ist die folgende Zusammenstellung über die geschätzten Erzmengen, jährliche Erzeugung, Verbrauch und Ausfuhr von Eisenerzen der in Frage kommenden Länder entnommen.

	ausbeutbare Erzlager Millionen t	jährliche Gewinnung Millionen t	jährlicher einheimischer Verbrauch Millionen t	jährliche Ausfuhr Millionen t
Vereinigte Staaten	1100	35	35	—
Großbritannien	1000	14	20	—
Deutschland	2200	21	24	2
Spanien	500	8	1	7
Rußland und Finland	1500	4	6	2
Frankreich	1500	6	8	—
Schweden	1000	4	1	3
Oesterreich-Ungarn	} 1200	3	4	—
andre Länder		5	1	2
zusammen	10000	100	100	16

Die **Untergrundbahnen der Interborough Railway Company** in New York haben in ihrem ersten Betriebsjahre seit dem 28. Oktober 1904 106 Millionen Reisende oder im Mittel 300000 Reisende täglich befördert, trotz vieler unvorhergesehener Schwierigkeiten, wie Ueberschwemmung der Tunnel durch Leitungsbrüche und eines Streiks. Die Zahl der Reisenden, die auf allen Hochbahnstrecken New Yorks in derselben Zeit befördert wurden, wird auf rd. 261,7 Millionen, einem täglichen Durchschnitt von 717000 entsprechend, geschätzt. Dabei steht von den Untergrundbahnen[1]) nur ein Teil seit einem Jahr in Betrieb. Seit Eröffnung der Bahn am 28. Oktober 1904 sind die Abzweigung von der Lenox Avenue nach West Farms, die Strecke von Brooklyn-Brücke längs des Broadway nach South Ferry und eine 1,6 km lange Strecke nördlich der 135sten Straße unter dem Broadway in Betrieb genommen worden. Am 1. Januar n. J. hofft die Gesellschaft, Züge unter dem Fort George und über einen langen Viadukt nach dem Schiffskanal führen zu können. Die Abzweigung nach Brooklyn soll im nächsten Jahr eröffnet werden. (Page's Weekly 17. November 1905)

Am 6. November d. J. wurde die **Weltausstellung in Lüttich geschlossen**, die von 6143157 Personen besucht worden ist. Die Einnahmen sind verhältnismäßig ansehnlich gewesen, so daß von den für das Unternehmen gezeichneten Geldern rd. 85 vH zurückgezahlt werden können. Das Gebäude der schönen Künste sowie die drei neugebauten Brücken über die Maas gehen in das Eigentum der Stadt Lüttich über[2]).

Zum **Doktor-Ingenieur ehrenhalber** ist der **Großherzog von Oldenburg** von den Technischen Hochschulen Danzig und Hannover ernannt worden.

Zum **Generalkommissar der deutschen Abteilung der Ausstellung in Mailand** ist der dortige deutsche Generalkonsul von Herff ernannt worden.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 341 u. f.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 227, 632.

Patentbericht.

Kl. 18. Nr. 160619. Roheisenmischer. K. Gruber, Kladno bei Prag. Die Querwand *g* des Mischers ist mit einer Leitung *i* versehen, durch welche ein Kühl- oder Heizmittel hindurchströmt. Hierdurch sollen die der Querwand benachbarten Teile des Roheisenbades, indem sie abgekühlt oder erhitzt werden, zum Fließen gebracht werden und eine Durchmischung des Behälterinhaltes bewirken. Zweckmäßig ist die Querwand beiderseits gewölbt zu gestalten, um sowohl eine größere Berührungsfläche zu erzielen, als auch die Widerstandsfähigkeit zu erhöhen.

Kl. 49. Nr. 160256. Profileisenschere. Th. Raitza, Zaborze-Poremba, und P. Ozimer, Sowitz. Das feste Schermesser *k* sitzt leicht auswechselbar in einer Trommel *m*, die durch Schrauben mit einer feststehenden Hülse *n* verbunden ist. Das lose Schermesser *c* sitzt in einer Trommel *d*, welche in Lagern *e* und *f* drehbar und mit einem Zahnkranz *g* für den Antrieb versehen ist. Der mit einer dem Querschnitt des Schnittgutes entsprechenden Oeffnung versehene Deckel *o* dient zu dessen Führung.

Kl. 10. Nr. 158005. Liegender Koksofen. Dr. Th. von Bauer, Berlin. Unter den Kanälen *a*, die unter sich durch Kanäle *c* verbunden sind und bei direktem Betriebe die Koksofengase aus den Kammern *k* aufnehmen, ist noch eine zweite Reihe von Kanälen *b* vorgesehen, die mit den Kanälen *a* in Verbindung stehen und das Brenngas auf die senkrechten Heizzüge *d* verteilen. Letzteren wird durch Oeffnungen *g* die nötige Verbrennungsluft zugeführt. Bei indirektem Betriebe werden die gereinigten Koksofengase durch Rohre *r* in die Kanäle *a* und *b* eingeleitet und gleichmäßig über die ganze Ofengruppe verteilt.

Kl. 49. Nr. 157498. Richtmaschine. O. Heer, Düsseldorf. Das zu richtende Werkstück ruht auf Klötzen *e* auf, die auf verschiebbaren Stangen *f* befestigt sind. Die Klötze *e* werden von einem Träger *g* getragen, der durch Verschiebung von Keilstücken *k* gehoben und gesenkt werden kann, und zwar durch Drehen eines der Handräder *i*. Schließlich ist auch der Stempel *c* verstellbar eingerichtet, indem seine untere Druckfläche als Exzenter ausgebildet und an dem auf- und niedergehenden Schlitten *b* drehbar befestigt ist. Zum Einstellen dienen die Stangen *dr*. Sämtliche Einstellvorrichtungen sind so angeordnet, daß sie von einer Stelle aus und während des Betriebes bedient werden können.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Die deutsche Eisenindustrie und ihr Kampf um den Weltmarkt.

In meinem Vortrag über »die deutsche Eisenindustrie und ihren Kampf um den Weltmarkt« (Z. 1905 S. 1720) ist die Angabe enthalten, die United States Steel Corporation habe ihren Arbeitern 1902 Aktien ihres »common stock« zu einem bestimmten Kurs abgegeben. Nach dem Rundschreiben To the Officers and Employees of the United States Steel Corporation and its Subsidiary Companies vom 31. Dezember 1902 (John Moody: The Truth about the Trusts, New York 1904 S. 176 u. f.) hat es sich dabei um »preferred stock« gehandelt, welcher in der Folge keine so starke Wertverminderung erfahren hat wie der »common stock«. Die Arbeiter haben dadurch also wesentlich geringere Verluste gehabt, als sie beim Ankauf von common stock gehabt haben würden.

St. Johann-Saarbrücken.

Dr. Alexander Tille.

Angelegenheiten des Vereines.

Neue allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

In dieser Angelegenheit hat der Vorstand folgende Eingabe unter dem 25. November 1905 an den Reichskanzler gerichtet:

Euerer Durchlaucht

erlauben wir uns ehrerbietigst Folgendes vorzutragen.

In unsrer Eingabe vom 6. April 1904 an den Königlich Preußischen Minister für Handel und Gewerbe haben wir, der Aufforderung desselben entsprechend, zu dem von ihm ausgegangenen

Entwurf
von neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln

Stellung genommen und unsre Wünsche zum Ausdruck gebracht. Wir haben zu erkennen gegeben, daß der in diesem Entwurf — im Gegensatz zu den bisherigen Bestimmungen — beschrittene Weg, zahlreiche Einzelheiten, welche sich auf die Herstellung und Ausrüstung der Dampfkessel beziehen, in die gesetzlichen Vorschriften aufzunehmen, nach unsrer Ansicht weder zweckmäßig noch durch die Erfahrung geboten erscheint. Mit ganz besonderm Nachdruck haben wir hierzu auch noch hervorgehoben, wie bedenklich es sei, solche Einzelvorschriften so anzuordnen, daß jeweils der langwierige und umständliche Weg der freiwilligen Vereinbarung zwischen den Regierungen der Bundesstaaten beschritten werden muß, um Aenderungen, die durch die Fortschritte der Technik erforderlich werden, daran vorzunehmen. Wir beziehen uns, was diesen wichtigen Punkt betrifft, insbesondre auch auf den anliegenden Bericht unsres Mitgliedes des Hrn. Baudirektors Prof. v. Bach.[1])

Auch in dem zweiten geänderten Entwurf des Königlich Preußischen Ministeriums für Handel und Gewerbe ist diesen unsern Bedenken keine Rechnung getragen; es ist darin vielmehr, indem die Würzburger und Hamburger Normen und die Vorschriften des Germanischen Lloyds in die polizeilichen Bestimmungen als deren integrierender Bestandteil aufgenommen sind, die Reihe der Einzelvorschriften, auf die sich unsre oben dargelegten Bedenken beziehen, bedeutend vermehrt. Zwar ist der Vorschlag, die Würzburger und Hamburger Normen sowie die Vorschriften des Germanischen Lloyds als anerkannte Regeln der Wissenschaft und Technik gelten zu lassen, von uns ausgegangen; wir haben ihn gemacht, um möglichste Einheitlichkeit für ganz Deutschland in der Handhabung der polizeilichen Bestimmungen zu erlangen; aber zugleich haben wir ausgesprochen, daß es notwendig sei, diesen Vorschriften eine solche Form und Stellung zu geben, daß sie gemäß den Fortschritten der Wissenschaft und Technik geändert werden können, ohne daß dazu neue Verhandlungen und Vereinbarungen zwischen den Regierungen der Bundesstaaten erforderlich sind.

Die Absicht der Königlich Preußischen Regierung, die vom Internationalen Verbande der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine aufgestellten Würzburger und Hamburger Normen sowie die Vorschriften des Germanischen Lloyds in die neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln aufzunehmen, ist seitdem Gegenstand eifriger Beratungen in den beteiligten Kreisen gewesen und hat lebhaften Widerspruch gefunden. Wir überreichen in Anlage 2 eine hierauf bezügliche Kundgebung unsres Württembergischen Bezirksvereines[1]) sowie in Anlage 3 ein Schreiben eines der ersten süddeutschen Industriellen des Dampfkessel- und Dampfmaschinengebietes, des Hrn. Baurates Dr.-Ing. A. Rieppel-Nürnberg. Ein von dem Bayerischen Revisionsverein mit dem Sitz in München, dem Sächsischen Dampfkessel-Revisionsverein mit dem Sitz in Chemnitz, dem Württembergischen Dampfkessel-Revisionsverein mit dem Sitz in Stuttgart und der Badischen Gesellschaft zur Ueberwachung von Dampfkesseln mit dem Sitz in Mannheim an uns gerich-

[1]) Die Anlage ist in Z. 1905 S. 111 veröffentlicht.

[1]) Der wesentliche Inhalt der Anlage ist in diesem Heft S. 1958 veröffentlicht.

tetes Schreiben vom 25. September d. J. spricht sich in demselben Sinne aus.

Mit ihrer an Euere Durchlaucht gerichteten Eingabe vom 13. Februar d. J. haben Rektor und Senat der Technischen Hochschule Berlin ausgesprochen, daß sie in der Aufstellung »amtlich anerkannter Regeln der Technik« eine Bindung der bisher so erfreulichen Fortschritte der deutschen Technik erblicken würden, und die meisten übrigen deutschen technischen Hochschulen haben sich dieser Auffassung angeschlossen.

Diese Kundgebungen, die sämtlich in dem Antrage gipfeln, daß es vermieden werden möchte, die Würzburger und Hamburger Normen vom Jahr 1905 in die neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen aufzunehmen und die Industrie auf diese Normen festzulegen, haben uns veranlaßt, unsern Dampfkesselausschuß, dem die nachstehend verzeichneten Herren angehören:

Dr.-Ing. C. v. Bach, Kgl. württ. Baudirektor, Professor an der Technischen Hochschule und Vorstand der Königlichen Materialprüfungsanstalt in Stuttgart,
C. Berninghaus, Maschinen- und Dampfkesselfabrikant in Duisburg,
A. Bütow, Oberingenieur des Dampfkessel-Ueberwachungsvereines in Essen a/Ruhr,
C. Busley, Geh. Regierungsrat, Professor, Berlin,
Rich. Eichhoff, Ingenieur, Vertreter der Grobblechwalzwerke in Remscheid,
M. Fischer, Direktor bei Heinrich Lanz in Mannheim,
C. L. J. Hartmann, Erster Revisor der Baupolizeibehörde in Hamburg,
E. Heyn, Professor an der Technischen Hochschule Berlin und Abteilungsvorstand im Kgl. Materialprüfungsamt in Charlottenburg,
Dr.-Ing. A. Martens, Geh. Regierungsrat, Professor, Vorstand des Königl. Materialprüfungsamtes in Gr. Lichterfelde,
H. Otto, Oberingenieur, Vertreter der Firma Fried. Krupp in Essen a/R.,
Dr. Th. Peters, Kgl. Baurat, Direktor des Vereines deutscher Ingenieure in Berlin,
J. Reischle, Direktor des Bayrischen Revisionsvereines in München,
R. Stribeck, Professor, Direktor der Zentralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen in Neubabelsberg bei Berlin,
C. Sulzer, Ingenieur und Maschinenfabrikant, in Firma Gebr. Sulzer in Winterthur,
Dr. F. Wüst, Professor an der Technischen Hochschule in Aachen,

zum Studium dieser Frage aufzufordern. Sein Bericht bestätigt unsre Bedenken. Zu der wichtigsten Frage, derjenigen der Aufnahme der genannten Vorschriften und Normen in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen, hat er sich einstimmig wie folgt geäußert:

»Die Würzburger Normen 1905, welche heute noch in gleicher Weise wie bei ihrer ersten Aufstellung vor reichlich zwei Jahrzehnten die Güte des Materials vorwiegend nach der Zugfestigkeit und der Bruchdehnung beurteilen, bieten nach dem derzeitigen Stande der Erfahrungen und der wissenschaftlichen Erkenntnis keine ausreichende Gewähr dafür, daß ungeeignetes Material für den Kesselbau ausgeschlossen wird. Sie entsprechen einer heute wohl schon nahezu abgelaufenen Phase in dem Gange der natürlichen Entwicklung.

»Der Ausschuß ist deshalb der Meinung, daß es unzweckmäßig sein würde, ihnen den Charakter behördlicher Vorschriften zu verleihen. Er vermag es überhaupt nicht für richtig zu erachten, daß Bestimmungen, welche den Fortschritten der Wissenschaft und Technik fortgesetzt unterworfen sind, und zu denen auch ein großer Teil der Vorschriften der Würzburger Normen gehört, behördlicherseits festgelegt werden. Die auf wissenschaftlicher Grundlage arbeitende deutsche Industrie muß jederzeit diesen Fortschritten gerecht werden können, ohne daß die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln oder dahingehende Vereinbarungen der verbündeten Regierungen abgeändert werden müssen.

»Das Gleiche gilt von den Hamburger Normen und den Vorschriften des Germanischen Lloyds.«

Diese gutachtliche Aeußerung bestätigt unsre oben vorgetragenen Bedenken in so eindringlicher und überzeugender Weise, daß wir unsern Widerspruch gegen die Aufnahme der Würzburger und Hamburger Normen 1905 und der Vorschriften des Germanischen Lloyds in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln nochmals vorzubringen für unsre Pflicht halten und damit die Bitte verknüpfen, der von uns gewünschten Bezugnahme auf diese Normen und Vorschriften eine solche Form zu geben, daß sie wie bisher, wenn die Fortschritte der Wissenschaft und Technik es erfordern, jederzeit geändert werden können, ohne daß dazu die Regierungen der deutschen Bundesstaaten in Verhandlung zu treten brauchen. Wie notwendig es ist, in dieser Beziehung vorzusorgen, geht unter andern auch daraus hervor, daß die Würzburger und Hamburger Normen in den zwanzig Jahren seit ihrer Entstehung neunmal eingehend bearbeitet worden sind und umfassende Aenderungen erfahren haben.

Was dann im besondern die Würzburger und Hamburger Normen vom Jahr 1905 betrifft, so halten wir es für selbstverständlich, daß sie, bevor sie mit den neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln in irgend welche Beziehung gebracht werden, eine solche Fassung erhalten, daß erhebliche Einwände von den beteiligten und sachverständigen Kreisen dagegen nicht mehr erhoben werden. Das ist aber gegenwärtig noch der Fall. Unser Dampfkesselausschuß, der sich auch hiermit eingehend beschäftigt hat, empfiehlt, eine Reihe von Bestimmungen, die jetzt in den Würzburger und Hamburger Normen vom Jahr 1905 enthalten sind, zu ändern oder zu ergänzen. Wir glauben aber nicht, hier auf diese Einzelheiten näher eingehen zu sollen.

Euere Durchlaucht bitten wir, unsern Wünschen geneigtes Gehör zu schenken.

Ehrerbietigst
Verein deutscher Ingenieure
C. v. Linde, Vorsitzender. v. Borries, Kurator.
Th. Peters, Direktor.

Selbstverlag des Vereines — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 49. **Sonnabend, den 9. Dezember 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 18 und 19 sowie Textblatt 12)

Maschinenanlagen zur Erweiterung der Berliner Elektrizitätswerke.

(hierzu Tafel 18 und 19 sowie Textblatt 12)

Für die Erweiterung der Berliner Elektrizitätswerke sind in den letzten Jahren einige Dampfmaschinen und Dynamos von außergewöhnlich großen Abmessungen beschafft worden; wir verdanken der Direktion der genannten Werke die Möglichkeit, von diesen Anlagen unsern Lesern die folgenden vorzuführen.

Dampfmaschine von 6500 PS_i Höchstleistung,

gebaut von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei in Görlitz.

(hierzu Tafel 18 und Textblatt 12)

Diese liegende Dreifach-Expansionsdampfmaschine ist der genannten Firma im Jahre 1902 in Auftrag gegeben worden und hat ihren Platz im Kraftwerk Oberspree gefunden; sie ist auf Tafel 18 und Textblatt 12 dargestellt.

Hauptabmessungen der Maschine:

Dmr. des Hochdruckzylinders	1020 mm
» » Mitteldruckzylinders	1540 »
» der beiden Niederdruckzylinder . . .	1850 »
gemeinsamer Hub	1700 »
Uml./min	83

Die Leistungen der Maschine betragen bei $12^1/_2$ kg/qcm Ueberdruck des einströmenden, auf 300° überhitzten Dampfes bei verschiedenen Füllungen des Hochdruckzylinders:

Füllung im Hochdruckzylinder . . . . vH	11	22	28	33	50
indizierte Leistung . . . PS	2920	4580	5300	5690	6500
Nutzleistung . . . . . . »	2540	4060	4760	5120	6000

Die Maschine ähnelt den bereits von derselben Fabrik für diese Kraftanlage gelieferten vier Maschinen von 3000 PS; s. Z. 1902 S. 185.

Die Niederdruckzylinder sind mit den Maschinengestellen unmittelbar verschraubt, während der Mitteldruck- und der Hochdruckzylinder durch je ein Zwischenstück mit den Niederdruckzylindern verbunden sind. Die Zwischenstücke dienen zur Aufnahme von Geradführungen. Um zu vermeiden, daß sich ein Zwischenstück an der Stelle des Ausschnittes, welcher der bequemen Bedienung der Stopfbüchsen wegen notwendig ist, verbiegt, sind zwei kräftige Schrauben eingezogen, die den durch diesen Teil des Zwischenstückes gehenden Zug oder Druck aufnehmen.

Die Maschinengestelle sind ihrer großen Abmessungen wegen mit Rücksicht auf den Transport aus je zwei Teilen hergestellt, die durch kräftige Flansche und Schrauben verbunden sind. Jedes der beiden Gestelle wiegt 44000 kg, jeder Niederdruckzylinder 33000 kg, der Mitteldruckzylinder 28000 kg. Das Gesamtgewicht der vollständigen Maschine beträgt 480000 kg.

Die Kurbelwelle ist ausgebohrt und trägt in ihrer Mitte den als Schwungrad ausgebildeten und mit Schaltkranz zum Andrehen versehenen Induktor der Dynamo. Die Welle hat in den Lagern 675 mm Dmr., im Dynamositz 860 mm Dmr.; ihr Gewicht beträgt 30000 kg einschließlich Kurbeln und Kurbelzapfen.

Da die Maschine für Betrieb mit überhitztem Dampf von 300° C bestimmt ist, werden nur die Niederdruck- und der Mitteldruckzylinder, deren Deckel und der zweite Aufnehmer mit Dampf, der auf 5 at abgedrosselt ist, geheizt; der Hochdruckzylinder nebst Deckeln und der erste Aufnehmer haben keinen Dampfmantel.

Alle Zylinder haben zwangläufige Ventilsteuerung, und zwar der Hochdruckzylinder die bekannte, seit vielen Jahren von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt mit dem größten Erfolg ausgeführte zwangläufige Ventilsteuerung von Collmann.

Die Steuerventile, welche mit Ausnahme der Hochdruckventile nach dem D. R. P. Nr. 91523 der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei als viersitzige Ventile ausgeführt sind, werden von den Steuerwellen aus angetrieben. Um einerseits die Ausladung der Steuerwellen und anderseits die Entfernung von Mitte bis Mitte Zylinder so gering wie möglich zu halten, werden die ersten nahe dem Fußboden liegenden Steuerwellen von der Schwungradwelle aus durch Schraubenräder angetrieben und von diesen Steuerwellen aus der Antrieb durch Stirnräder auf die Steuerwellen an den Zylindern übertragen. Die Schraubenräder sind, damit sie gut miteinander laufen, aus Bronze und Stahl hergestellt.

Um die Hochdrucksteuerung möglichst gedrängt anzuordnen, ist ihre Steuerwelle noch näher an den Zylinder ge-

legt; auch sie wird durch Stirnräder angetrieben. Der Regulator ist ein Federregulator Hartungscher Bauart mit einer Zusatzfederwage zum Verstellen der Umlaufzahl in den Grenzen von ± 5 vH; er ist in der Mittelachse des Hochdruckzylinders aufgestellt und wird von der verlängerten Steuerwelle des einen Niederdruckzylinders aus durch Schraubenräder angetrieben.

Betreffs der Wirkung des Regulators auf die Steuerung verweisen wir auf die Beschreibung der 4000pferdigen Maschinen der gleichen Kraftanlage in Z. 1902 S. 186.

Sämtliche Dampfkolben sind mit Ramsbotton-Ringen ausgerüstet. Damit sich bei den großen Kolbengewichten die Kolbenkörper nicht abnutzen, sind die Kolbenstangen in der bei der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt üblichen Weise tragend hergestellt; die Anwendung dieser Bauart bei Tandemanordnung ist besonders bemerkenswert. Die Stangen werden krumm geschmiedet und auf eigens hierfür eingerichteten Drehbänken so abgedreht, daß sie sich unbelastet nach oben durchbiegen und durch die Kolbenbelastung gerade gebogen werden. Infolgedessen gehen sie während des Betriebes ständig in geradem Zustande hin und her. Jede Maschinenseite hat einen hinteren und einen mittleren im Zwischenstück liegenden Kreuzkopf, die in flachen Geradführungen gleiten.

Sämtliche Ventile zum Ingangsetzen der Maschine und ebenso die Manometer und Vakuummeter befinden sich zwischen den Zylindern in der Mitte der Maschine, so daß der Maschinist beim Anlassen die ganze Maschine übersehen kann.

Jeder Niederdruckzylinder hat seine eigene, vom Kurbelzapfen derselben Seite angetriebene Einspritzkondensation. Die Luftpumpen sind neben den Kurbellagern unter dem Fußboden aufgestellt.

Dampfmaschine von 6500 PS_i Höchstleistung,

gebaut von Gebrüder Sulzer in Winterthur und Ludwigshafen.

(hierzu Tafel 19 und Textblatt 12)

Wie die in Z. 1902 S. 187 bis 189 beschriebene 3000-pferdige Maschine derselben Kraftanlage Moabit ist diese Dampfmaschine eine liegende Dreifach-Expansionsmaschine mit geteiltem Niederdruckzylinder; s. Tafel 19 und Textblatt 12.

Die in kaltem Zustand ermittelten Maße sind:

Dmr. des Hochdruckzylinders	1031 mm
» » Mitteldruckzylinders	1525 »
» der beiden Niederdruckzylinder	1850 »
gemeinsamer Hub	1700 »
Uml./min	83

Die Maschine soll vertragsgemäß bei 12 at Anfangsdruck, 300° Temperatur des Dampfes beim Eintritt in den Hochdruckzylinder und einer Füllung von

	15	23	32	50 vH
ungefähr	3450	4470	5490	6500 PS_i
oder	3000	4000	5000	6000 PS_e

leisten.

Die beiden in Stahlguß ausgeführten Maschinenrahmen liegen auf ihrer ganzen Länge mit einem kräftigen, mit Oelrinne versehenen Flansch auf dem Fundament. Sie sind je aus zwei Teilen hergestellt, von denen der vordere das Kurbelwellenlager, der hintere die runde Kreuzkopfführung enthält. Beide Teile sind vor der Kreuzkopfführung mittels kräftiger Flanschverschraubung verbunden. Die Kurbellagerschalen sind vierteilig in Stahlguß hergestellt und mit Weißmetall ausgegossen. Die Seitenbacken sind durch Keile verstellbar.

Die beiden Niederdruckzylinder liegen unmittelbar am Maschinenrahmen und sind mit dessen hinteren Flanschen gleichachsig durch Schrauben verbunden, während das hintere Zylinderende in gleicher Weise mit einem Zwischenstück verschraubt ist, das mit breiten Füßen auf gußeisernen Grundplatten gelagert ist. Die Niederdruckzylinder selbst haben keine Füße, sondern ruhen nur mit ihren Endflanschen in den entsprechenden Eindrehungen des Rahmens und des Zwischenstückes. Hoch- und Mitteldruckzylinder sind mit ihren vorderen Flanschen wieder gleichachsig mit den Zwischenstücken verbunden, während ihre hinteren Enden sich mit Füßen auf die Grundplatten stützen. Die Zylinderfüße sind derart mit den diesen Platten verbunden, daß sie der Ausdehnung durch die Wärme ungehindert folgen können.

Alle Zylinder haben eingesetzte Laufbüchsen und, mit Ausnahme des Hochdruckzylinders, Dampfmäntel, durch die der Abdampf des vorhergehenden Zylinders strömt, ehe er zu den Einlaßventilen gelangt.

Alle Zylinder werden durch viersitzige Ventile gesteuert. Die Steuerung selbst ist von gleicher Bauart wie bei den 3000 PS-Maschinen; nur werden hier die Steuerwellen nicht von der Kurbelwelle durch Kegelräder, sondern, um die Entfernung der Kurbelwellenlager möglichst klein zu halten, von einer Zwischenwelle durch Schrauben- und Stirnräder angetrieben, die beide in geschlossenen Gehäusen mit Oelfüllung laufen.

Der Federregler, Bauart Hartung, ist am Zwischengestell der Hochdruckseite gelagert und wird durch Schraubenräder von der Steuerwelle aus angetrieben. Durch Verstellen einer Belastungsfeder kann die Umlaufzahl während des Ganges der Maschine geändert werden. Die Kolbenstangen gehen auf beiden Maschinenseiten durch und werden vor den Zylinderdeckeln durch stellbare Traglager unterstützt. Die Stopfbüchsen haben Metallpackung der United States Metallic Packing Co.

Kreuzkopf und Schubstange sind von gleicher Bauart wie bei den 3000 PS-Maschinen. Die Lagerhälse der Kurbelwelle haben 620 mm Dmr. bei 1150 mm Länge. In der Nähe der Dynamomaschine hat die Kurbelwelle 850 mm Dmr. Damit bei dem großen Gewicht des Induktors von rd. 110 t möglichst vermieden wird, daß sich die Wellenlager erwärmen, fließt durch die Hohlräume des Lagerkörpers Kühlwasser, das gleichzeitig zur Kühlung der unteren Kreuzkopfführung dient. Diese Einrichtung hat sich sehr bewährt. — Die Kurbellager haben Umlaufschmierung mittels Kreiselpumpen.

Jede Maschinenseite hat gesonderte Einspritzkondensation. Die doppeltwirkenden Luftpumpen liegen im Kellerraum unter den Kurbeln und werden von diesen durch Schubstangen und Winkelhebel angetrieben. Mit Rücksicht auf den in der Länge verfügbaren Platz ist der Antrieb etwas anders angeordnet als an den 3000 PS-Maschinen.

Alle zur Ingangsetzung der Maschine notwendigen Hebel und Handräder sind an einer Säule zwischen den Zylindern vereinigt, so daß sie von einer Stelle aus und von einem Mann bedient werden können.

Zur Schmierung eines jeden Dampfzylinders dient eine Oelpumpe, die von der Steuerwelle angetrieben wird und von welcher aus das Oel den einzelnen Schmierstellen durch regelbare Tropfenzähler in sichtbarer Menge zugeführt wird. Alle übrigen bewegten Teile der Maschine können während des Ganges bequem geschmiert werden. Durch Verschalungen und Schutzvorrichtungen wird vermieden, daß das Oel umherspritzt.

Die oberen Teile der Zylinder, die Steuerung und die Kurbellager sind durch Treppen und Laufbühnen bequem zugänglich.

Die Maschine ist im November 1903 in Betrieb gekommen und hat seitdem ohne jede Störung gearbeitet und sich in jeder Beziehung bewährt. Die im Juli 1904 angestellten Versuche haben bei 12,1 bis 12,8 kg/qcm Dampfüberdruck und einer Dampftemperatur von 300° vor dem Hochdruckzylinder einen mittleren Dampfverbrauch von 4,03 kg/PS_i-st ergeben. Die indizierte Leistung bei Leerlauf der Maschine mit unerregtem Generator hat 394 PS_i betragen.

Drehstromdynamo für 4700 KVA,

gebaut von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.

Die mit den zuvor beschriebenen Dampfmaschinen zusammengebaute Dynamo, Modell GSD 83/650, liefert Drehstrom von 6000 V Spannung und leistet bei 83 Uml/min 4700 KVA. Zu ihrem Antriebe sind bei $\cos \varphi = 0,9$ etwa 6000 PS erforderlich. Das Gesamtgewicht der Dynamo beträgt 184000 kg, wovon auf das Gehäuse 50000 kg, auf den Induktor 110000 kg und auf die Grundplatten der Rest entfällt.

Das wegen seiner Größe vierteilig ausgeführte Gehäuse ist nach dem Spannwerksystem (vergl. Z. 1901 S. 973 u. f.) gebaut. Die Bohrung beträgt 7440 mm, die größte Länge zwischen den Außenkanten der Füße 10000 mm. Bemerkenswert ist der Unterschied zwischen dem Gußgehäuse einer Dynamo von 3000 KVA und dem Spannwerkgehäuse dieser Dynamo von 4700 KVA. In dem Aufsatz: »Die 3000 KW-Dynamos der Berliner Elektrizitäts-Werke«, Z. 1901 S. 71, ist das Gewicht eines solchen Gußgehäuses mit 80000 kg angegeben. Es besteht also ein Unterschied von 30000 kg zwischen diesen beiden Gehäusen, ein Beweis der zweckmäßigen Bauart der Spannwerkgehäuse, bei denen der Blechkranz als Hauptträger der Konstruktion seitlich durch Wangen zusammengehalten und durch ein doppeltes System von im Rücken liegenden Spannstangen versteift wird. Der Blechrücken liegt vollkommen frei und enthält mehrere Luftschlitze, so daß die Kühlung die denkbar beste ist. Die Wicklung ist als Litzenwicklung ausgeführt und gegen den Eisenkörper durch Mikanithülsen isoliert; sie ist in Sternschaltung für eine Phasenspannung von 3460 V angeordnet, entsprechend einer verketteten Spannung an den Außenleitungen von 6000 V, wobei die normale Stromstärke jeder Phase 450 Amp beträgt. Die Spulen sind durch untergeschobene, besonders isolierte Holzklötze gegen die Stirnwand des Gehäuses abgesteift.

Das Gehäuse ist auf Grundplatten befestigt, deren Ankerschrauben durch die Stellschrauben, welche es möglich machen, das Gehäuse genau auszurichten, hindurchgeführt sind. Im übrigen wird das Einstellen noch durch Vorrichtungen an den unteren Gehäusevierteln erleichtert.

Entsprechend der Umlaufzahl von 83 i. d. Min. hat der Induktor bei 100 Wechseln i. d. Sek. 72 Pole. Er ist ebenso wie das Gehäuse vierteilig. Die Pole sind mittels Schwalbenschwanzes und Doppelkeilverschlusses in einen besondern, aus Blechpaketen gebildeten Kranz eingesetzt.

Während die Polkerne Lamellen haben, sind die Polschuhe massiv gehalten und mit den Polkernen verschraubt. Die Blechkette wird seitlich von Preßplatten gehalten und ist durch 24 am Umfang angeordnete Keile gegen den Gußkranz verspannt, so daß sie, um ein gewisses Maß gedehnt, eine bestimmte Spannung erhält, die annähernd der durch die Zentrifugalkraft hervorgerufenen entspricht.

Das Schwungmoment beträgt 3800000 kg·m², womit ein Ungleichförmigkeitsgrad von 1:320 erzielt wird.

Die Erregerspulen sind aus hochkant gewickeltem Flachkupfer von 2,8×45 qmm hergestellt.

Zur Erregung der Maschine sind bei voller induktionsfreier Belastung 42 KW, also 1 vH der Maschinenleistung, erforderlich.

Die ersten Dampfmaschinen außerhalb Englands.

Von **Conrad Matschoß**.

Die sehr interessante Wiedergabe eines im Britischen Museum aufgefundenen Druckblattes einer alten englischen Feuermaschine in der Zeitschrift Engineer vom 11. August 1905 und die darangeknüpften kurzen Bemerkungen über die ersten Dampfmaschinen auf dem Kontinent, sowie der kurze Aufsatz Dr. Gerlands in dieser Zeitschrift 1905 S. 1283 über die erste in Deutschland dauernd in Betrieb genommene Dampfmaschine haben das Interesse weiterer Kreise wieder jenem ersten Auftreten der auch heute noch alles beherrschenden Wärmekraftmaschine zugewandt. Ich möchte deshalb die Ergebnisse meiner Forschungen, die ich für die mir vom Verein deutscher Ingenieure übertragene »Geschichte der Dampfmaschine« anzustellen hatte, vorwegnehmen, zumal es nicht ausgeschlossen ist, daß die nachfolgenden Ausführungen zu wesentlichen Ergänzungen anregen können, die vielleicht noch in das genannte Werk mit aufgenommen werden könnten.

Zunächst sind die Kasseler Maschinen von 1715 und 1722 zu erwähnen. Dr. Gerlands Auffassung, nach der nur die Maschine von 1715 in Betracht kommt und diese bereits eine von Weber aus England geholte atmosphärische Kolbenmaschine gewesen sein soll, kann ich nicht teilen.

Das Quellenmaterial weist deutlich auf zwei Maschinen hin. Weidlers Glaubwürdigkeit anzuzweifeln, weil er Papins Maschine als versuchte Verbesserung der Saveryschen Maschine auffaßt, halte ich für unzulässig. In dieser Beurteilung stimmen mit ihm bis heute viele Forscher überein, deren Gründlichkeit deswegen wohl kaum ohne weiteres in Frage gestellt werden kann. Wenn ferner an andrer Stelle berichtet wird, daß Fischer von Erlach, dem Weidler die Kasseler Maschine zuschreibt, eine ähnliche im gleichen Jahr in Wien errichtet habe, so sehe ich hierin auch noch keine Veranlassung, eine Verwechslung Weidlers anzunehmen[1]).

Ueber die erste Kasseler Maschine von 1715 liegt ein Brief Zumbachs, eines Kasseler Gymnasialprofessors, an Leibniz vom 13. Juni 1715 vor. Der Brief sagt, daß der Landgraf die Wasser-Feuer-Maschine, »welche Erfindung neulich aus England der Herr Kapitän und Ingenieur Weber mitbrachte«, selbst geprüft habe und Augenzeuge ihrer Wirkung gewesen sei. Es ist hieraus nicht ohne weiteres zu entnehmen, daß Weber die ganze Maschine aus England geholt habe. Er kann auch die »Erfindung« in Form von Skizzen, Modellen usw. mitgebracht haben, genau wie es 70 Jahre später Bückling mit Watts Maschine tat. War diese Maschine nun eine atmosphärische Kolbenmaschine der Bauart Newcomen[1]) oder eine direktwirkende Dampfpumpe der Bauart Savery-Papin?

Die an Leibniz 1715 gesandte Beschreibung, die von Weber selbst verfaßt ist, gibt keinen Aufschluß. In Punkt 6 (von Dr. Gerland veröffentlicht in Z. 1883 S. 363) wird nur gesagt, daß das »Feuer« oben außerhalb des Schachtes, doch dicht bei demselben gemacht werde, so daß kein Feuer und kein Rauch in die Grube komme. Danach konnte sehr wohl noch die eigentliche Kraftmaschine im Schachte selbst aufgestellt sein. Davon, daß die Maschine auch außerhalb des Schachtes aufgestellt sei, wird nichts gesagt. Die Beschreibung spricht also keineswegs gegen eine Savery-Maschine, die, im Schacht aufgestellt, von einem übertage aufgestellten Kessel gespeist wird. Für diese Annahme kann sogar Punkt 7 der Beschreibung herangezogen werden, worin ausgeführt wird: »Siebtens kann Mann dardurch Wärme, oder frische lufft, soviel von nöthen ist in die gruben briengen, und die untern ungewitter vertreiben.« Durch eine im Schacht angebrachte Dampfleitung konnte die Luft erwärmt, der Wetterabzug begünstigt werden. Bei der Annahme einer atmosphärischen Maschine gibt Punkt 7 keinen Sinn. Denn das hölzerne Pumpengestänge, das hierbei allein in den Schacht geführt

---

[1]) Es ist dabei noch zu berücksichtigen, daß aus den Jahreszahlen über alte Maschinen oft nicht ersichtlich ist, ob sie sich auf die Bestellung, die Ausführung oder die Inbetriebsetzung beziehen. Unterschiede von 1 bis 2 Jahren in den verschiedenen Angaben über eine und dieselbe Maschine lassen sich auf diese Weise oft ohne weiteres erklären. Aber nimmt man hier auch an, daß in Wien und Kassel die Maschinen im gleichen Jahr erbaut wurden, so ergibt das noch keinen Widerspruch. Der kaiserliche Rat Fischer von Erlach hat die Hauptteile der Maschinen wohl aus England herübergebracht und wird kaum allein den Bau ausgeführt haben. Er hatte zum mindesten deutsche Kunstmeister unter sich, die nach seinen Angaben arbeiteten, und konnte so in einem Jahr auch zwei Maschinen bauen lassen. Weidlers Angaben lassen sich jedenfalls durch diese Tatsache nicht entkräften.

[1]) Dr. Gerland schreibt abweichend von der auch früher von ihm angewandten Schreibweise »New Comen« statt Newcomen. Die Gründe hierfür sind nicht angegeben. Sie müssen besonders schwerwiegend sein, wenn es gerechtfertigt erscheinen soll, die Verwirrung in der Schreibweise der alten Namen noch zu erhöhen.

wird, kann keine Wärme zuführen. Aus der Beschreibung läßt sich somit nicht folgern, daß die Maschine 1715 eine atmosphärische gewesen ist.

Man kann über diese Maschine noch aus einer Druckschrift Aufklärung erwarten, die den Titel hat: »Neu-Erfundene höchst nöthige und sehr einträgliche Elementar-Machine oder Universal-Mittel bey allerley Wasser-Hebungen. Wordurch man ohne Wind, ohne Flüsse, und ohne Menschen und Thiere Kräffte, allerley Mühl-Wercke vehemente, continuirliche und egale Bewegungen machen und die Wasser aus denen Tiefen erheben; Wie auch vom Horizont an in die Höhe über Berge und Thäler erzwingen kan. Allen Potentaten und Staaten welchen damit gedienet auff sehr billige Conditiones in gebührender Submission dargebothen.« Sie ist 1720 in Cassel von Johann Jacob Brückmann Ingenieur und Artillerie-Major zu Haarburg, und Johann Heinrich Webern, ebenfalls Ingenieur und Artillerie-Major zu Cassel, herausgegeben.

Der hier genannte Weber ist jedenfalls wohl mit dem Erbauer der Maschine von 1715 identisch. Die Druckschrift umfaßt 38 Seiten, denen 20 Seiten Vorrede usw. vorausgehen.

Ueber das Wesen der Maschine erfährt man nichts. Es ist eine in schwülstiger Sprache geschriebene Reklameschrift. Die Verfasser reden vom Stein der Weisen, vom Perpetuum mobile und andern »Haupt-Geheimnüssen«, von denen sie das sechste mit ihrer Elementarmaschine lösen wollen. Sie schildern sehr beweglich die große Not der Bergwerke durch die überhandnehmenden Wasser, weisen ferner nach, daß alle bisher gebrauchten Hülfsmittel in vielen Fällen nicht ausreichen, und versprechen Errettung durch ihre Maschine, welche »durch der vier Elementen Kräfte als: Wasser, Lufft, Feuer und Erde, operiret und beweget wird und vermögend ist, alle Wassere, sie mögen so tieff oder hoch zu heben seyn wie sie immer wollen, sehr bequemlich zu heben; Also daß wir diese Wunderenswürdige Elementar-Maschine mit gutem Recht für eine universal Wasserhebung Kunst ausgeben können«. Das ist aber auch alles, was sie verraten.

Das zweite Kapitel handelt zwar »Von denen Eigenschaften und Würkungen unserer Elementar-Machine«, aber der erste Satz lautet:

»Man wird aber nun auch begierig seyn zu wissen, was es dann doch mit einer solchen Maschine, welche durch die Kräffte der vier Elemente beweget werde und so große Gewalt thun könne, für eine Bewandnüß habe. Dieses Geheimnüß aber an sich selbst zu offenbaren würde uns jedermann, der nur gesunde Vernunfft hat, verdencken und darzu auslachen, wie wir es dann auch werth wären, wann wir nicht vorher soviel für das Inventum, als auch Mühe und Kosten so wir darauff verwendet, eine Vergeltung uns accordiren ließen.«

Die Erfinder sind vorsichtig, nicht minder aber auch die hannoversche Regierung, der sie ihre Erfindung für 100000 Taler verkaufen wollten[1]).

Der im Bergamt zu Klausthal entworfene Kontrakt wurde nicht genehmigt[2]).

In der Druckschrift Webers ist nur noch eine Kritik des »Feuer-Saugwerkes« bemerkenswert. Es wird darauf aufmerksam gemacht, daß man das Wasser nicht höher als 30 Fuß heben könne, daß man somit im Schacht immer in Abständen von 30 Fuß eine neue Maschine haben müsse. Dies scheint darauf hinzudeuten, daß die neu erfundene Maschine nicht eine Savery-Maschine war, wie man sie damals in England in den Bergwerken anzuwenden versuchte. Die Erfinder scheinen allerdings auch nicht zu wissen, daß Saverys Maschine nicht nur eine Saug-, sondern auch eine Druckpumpe war, daß man deshalb mit viel größeren Abständen als 30 Fuß ausgekommen wäre. Irgend welche Mitteilungen, die auf eine atmosphärische Maschine hinweisen, sind ebenfalls nicht vorhanden. Etwas Genaues über die Bauart der Maschine, die 1715 in Kassel probiert wurde, läßt sich somit aus den bisher bekannten Quellen nicht nachweisen. Ich halte es für wahrscheinlicher, daß sie der Savery-Maschine ähnlich war. Wenn man bedenkt, wie oft es auch noch weit später vorkam, daß man mit neu entdeckten Naturkräften alle bisher bekannten Maschinen überflüssig machen wollte, so erscheint es mir müssig, sich über das »sechste Geheimnüß« dieser Erfinder den Kopf zu zerbrechen. Sie scheinen mit dem schönen Bewußtsein, ihr großes Geheimnis nicht verraten zu haben, gestorben zu sein. Von weiteren Mitteilungen oder gar einer Ausführung der Maschine ist nichts bekannt. Die Versuche mit der Kasseler Maschine von 1715 sind auch in der Druckschrift nicht erwähnt.

Wäre dieser Maschine auch nur ein geringer Erfolg beschieden gewesen, so hätte Weber wohl kaum versäumt, die Lobpreisung seiner Maschine durch die günstigen Erfahrungen mit der Kasseler Feuermaschine etwas zu unterstützen. Auch die Ablehnung der hannoverschen Regierung läßt sich vielleicht darauf zurückführen, daß die Kasseler Maschine so schlecht war, daß man der neuen Erfindung Webers nicht mehr übermäßig viel zutraute.

Dr. Gerlands Annahme, daß Weber eine fertige Newcomen-Maschine aus England mitgebracht habe, erscheint mir deshalb schon nicht wahrscheinlich, weil es 1714 erst drei atmosphärische Maschinen in der Welt gab und die Bauart in England sich noch auf der ersten Entwicklungsstufe befand. Irgend welche weitere Nachrichten über die Maschine von 1715 fehlen.

Die auch von mir in meine »Geschichte der Dampfmaschine« 1901 übernommene Nachricht, daß diese Maschine bis 1765 dort geblieben sei, wird wohl auf einer Verwechslung mit der Maschine von 1722 beruhen, die nach dem von Dr. Gerland veröffentlichten Aktenstücke 1765 abgebrochen wurde. Die Maschine von 1715 kann also auf Grund des bis jetzt nachgewiesenen Materiales keinesfalls als erste in Deutschland in dauernden Betrieb gekommene Dampfmaschine angesehen werden.

Ich komme zu der zweiten Maschine, von der Weidler 1728 berichtet, daß sie Fischer von Erlach 1722 als erste Dampfmaschine Deutschlands in Kassel aufgestellt habe. Nach Weidler war dies eine Savery-Maschine. Nun wurde in England die Newcomensche Maschine unter Saverys Patent ausgeführt. Savery, der sogar dem Hofe nahestand, war ungleich bekannter als der einfache Grobschmied Newcomen. Ein ausländischer Berichterstatter konnte deshalb sehr leicht dazu kommen, die Erfindung unter dem Namen des Patentinhabers zu bezeichnen.

Ueber die Konstruktion der Maschine gibt auch das Aktenstück vom 15. April 1765, das von Abbruch und Verkauf der Feuermaschine handelt, s. Z. 1879 S. 236, keinen Aufschluß. Wesentlich aber ist es, daß es sich ausdrücklich auf die von »Fischer von Erlach« erbaute Maschine bezieht[1]) und bemerkt, man solle aus dem Erlös dieser Maschine ein Modell machen, weil dieselbe ihren Ursprung dem Landgrafen zu verdanken gehabt habe.

Nun findet sich in J. B. Küchelbeckers Beschreibung Wiens 1732 eine gute Abbildung einer normalen atmosphärischen Maschine, deren ausführliche Beschreibung mit den Sätzen beginnt:

»Der fürstlich Schwartzenbergische schöne Garten besitzet unter vielen anderen Raritäten eine sehr curieuse Feuer-Maschine, welche in England auf denen Stein-Kohlen-Bergwer-

---

[1]) s. Festschrift für die 33ste Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure, Hannover 1892, S. 8.

[2]) In dem interessanten Entwurf des Kontraktes hieß es: »Wo ein kluger Kopf das Werk ablernte und nachmachte und es für seine Invention ausgäbe und in den Braunschweigischen Landen damit ertappet würde, soll solcher nach der Gebühr bestraft, die nachgemachte Maschine verkauft und die Hälfte des Erlöses an die Autores, die andre Hälfte aber an die Kammer anheimfallen.«

In der bereits angezogenen Festschrift 1892 wird auch erwähnt, daß der hessische Artilleriemajor Weber eine solche Maschine zu York-Buildings gesehen habe. In diesem Wasserwerk befand sich aber zu der Zeit, wo Weber dagewesen ist, also vor 1720, nur eine Savery-Maschine. Eine Newcomen-Maschine wurde dort erst 1721 aufgestellt.

[1]) Auch diese Angabe sucht Dr. Gerland dadurch zu entkräften, daß er annimmt, der hessische Minister Waitz von Eschen, der das Schriftstück verfaßt hat, sei wohl 1725, als er in hessische Dienste trat, noch nicht nach Kassel gekommen, und später habe er schwerlich noch zutreffende Nachrichten erhalten. Damit allein kann man wohl kaum die Beweiskraft eines Aktenstückes beseitigen.

ken erfunden, und mit großen Nutzen gebraucht worden; im Jahre 1722 aber von Herrn Joseph Emanuel Fischern von Erlach, Kayserlichen Architecto, auf Veranlassung des regierenden Herrn Land-Grafens zu Hessen-Cassel Hoch-Fürstlichen Durchlauchtigkeit zu erst in Teutschland nachgemacht, und zu gedachten Cassel probiret worden. Nach der Zeit hat ein gewisser Engeländer, Herr Isaac Potter, auch eben dergleichen in Ungarn zu Königsberg angegeben, um solche in denen Bergwercken zu brauchen: Endlich hat vorerwehnter Herr Fischer von Erlach dergleichen Feuer-Maschine allhier in dem Fürstlichen Schwartzenbergischen Garten verfertiget, um die, aus dem in der Höhe befindlichen Reservoir herunter in die Fontainen fallende Wasser wiederum hinan zu bringen [1].«

Hier wird also auch ausdrücklich der Landgraf erwähnt, auf dessen Veranlassung hin Fischer 1792 die Maschine in Kassel erbaut hat. Nach dem Muster der Kasseler Maschine hat Fischer von Erlach auch in Wien eine wohl genau gleiche Maschine errichtet. Die Angaben über diese Maschine werden auch für die Kasseler Maschine zu benutzen sein. Die Konstruktion entsprach genau den gleichzeitigen englischen Ausführungen. Der kupferne Kessel sah wie ein »Brau-Kessel« aus; er maß 6 Schuh (rd. 1900 mm) im Durchmesser (1 Wiener Schuh oder Fuß = 316 mm) und war so eingemauert, »daß sich das Feuer zweymahl um den Kessel herumschlinget, dergestalt, daß es in den Camin allen Rauch verbrennet«. »Ein Ventil, nur zu sehen, ob der Dampf stark genug sey«, und »zwey Prob-Röhren mit Hähnen« werden als Kesselarmatur erwähnt. Als Dampfeinlaßorgan dient der als »Regulator« bezeichnete und von Savery eingeführte oszillierende Plattenschieber [2]). »Der Zylinder ist von Metall aus einem Stück gegossen, 9 Schuh hoch, eines guten Fingers dicke, 1200 Pfund schwer, im Diametro 2 Schuh hoch, inwendig ausgebohret und wohl poliret.« Der Zylinder besteht also, wie bei allen ersten atmosphärischen Maschinen, nicht aus Eisen, sondern aus Glocken- oder Kanonenmetall, d. h. aus Bronze bezw. Rotguß. Er scheint auch nach der Abbildung mit dem Boden zusammen aus einem Stück gegossen zu sein. Eine Flanschenverbindung ist nicht zu erkennen. Der Zylinder ist 2830 mm lang und rd. 630 mm weit; auch hierin entspricht er vollkommen den damals üblichen Ausführungen.

Der Kolben wird mit Leder gedichtet, über dem sich die bei den atmosphärischen Maschinen übliche Wasserschicht befindet. Bei der höchsten Kolbenstellung fließt ein Teil des Dichtungswassers in einen Ueberlaufraum, der das Zylinderende in Form einer »bleyernen Kappe« umgibt. Der Kolben macht 15 Arbeitshübe i. d. Min.

In dem Brunnen sind nebeneinander 2 Pumpen angeordnet, von denen die Hauptpumpe $6^1/_2$" Dmr. und 6' Hub hat. Der »Holz-Baum« (Balancier) ist 24 Schuh lang, 2 Schuh breit und 18" dick. Die Konstruktion des Balanciers und die gesamte Anordnung entspricht genau, sogar auch in der Darstellung bis auf geringe Unterschiede, der in der Figur abgebildeten Potterschen Maschine. Sehr interessant ist die Bemerkung:

»Und weil die Pumpe Stoßweiß gehet, so hat man, um mehrere Gleichheit des Ausflusses zu erhalten, ein Lufftrohr aufgesetzet, damit nicht durch die gar zu große Gewalt der Pumpen-Hebung die höltzerne Röhren, welche durch den Garten gehen, zerspringen mögen.« Weiter wird über die Maschine gesagt: »Die Würckung dieser Feuer-Maschine ist folgende, daß sie nehmlich vermittelst des Feuers in 24 Stunden 11880 Eymer Wasser über 300 Claftern in der Diagonal-Linie, so in der Perpendicular-Höhe 75 Schuh austrägt, durch die Röhren hinauf schiebet, welches mit sehr wenigen Holtz und nur mit einer Person verrichtet wird. Es kostet aber dieselbe aufzurichten und zu bauen an die 20000 Kayser-Gulden.«

Das sind die Angaben, die über die Wiener, nach dem Muster der Kasseler Maschine erbaute atmosphärische Kolbenmaschine vorliegen.

Nun wird im Hof des Kasseler Museums ein gußeisernes Rohrstück aufbewahrt, das eine angebrachte Inschrift als Papins Dampfzylinder bezeichnet und von dem man heute vielfach annimmt, es sei wenigstens der Zylinder der ersten atmosphärischen Maschine. Nach dem Vergleich mit der Wiener Maschine und den andern englischen Maschinen der gleichen Zeit läßt sich diese Annahme nicht aufrecht erhalten. Der Kasseler Zylinder hat weder mit Papin noch mit der ersten atmosphärischen Maschine etwas zu tun [1]).

Es handelt sich nun um die von Potter erbaute und in Königsberg in Ungarn aufgestellte Newcomen-Maschine. Küchelbecker gibt an, daß diese Maschine nach 1722 von Isaac Potter erbaut sei.

Leupold berichtet im Theatrum machinarum hydraulicarum, Bd. 2, ausführlich über die Königsberger Maschine. Unter der Ueberschrift:

»Von der Feuer-Machine des Herrn Potters, welche er zu Königsberg in Ungarn gebauet, und allda mit gutem Success und Vergnügung der Compagnie das ihrige praestiren soll« führt er aus:

»Es haben sich ihrer viele Mühe und große Kosten gemacht, eine Feuer-Machine auszufinden, Krafft welcher etwas Großes und Profitables könte praestiret werden. Meines Wissens aber hat es noch keinen so glücklich ausschlagen wollen, als dem Herrn Potter, welcher durch seine Geschicklichkeit und Fleiß, zu Königsberg in Ungarn, dem Bericht nach, eine solche Maschine aufgesetzet, die billig von allen zu admiriren, und ihm das Zeugniss eines hochverständigen und klugen Mechanici erworben hat.«

Nach einem Brief aus Wien vom 23. Dezember 1724, der auf S. 97 a. a. O. abgedruckt ist, war die Maschine von

---

[1]) Die Mitteilungen über die Wiener Maschine sind den sehr interessanten Arbeiten J. v. Doblhoffs entnommen, in dessen Vortrag »Pfade des Weltverkehrs«, Wien 1881, die Küchelbeckersche Beschreibung abgedruckt und auch die Maschine selbst nach dem Original wiedergegeben ist. Ein kurzer Aufsatz Doblhoffs: »Die Dampfmaschine vor Watt mit besondrer Berücksichtigung der ersten Dampfmaschine in Oesterreich«, Wien 1883, ist als Nachtrag zu dem vorhergehenden aufzufassen.

Als Quelle dient Doblhoff das Buch: »Das Merkwürdige Wienn«, 1744, von dem eine frühere Auflage schon 1727 erschienen sein muß, auf die sich Küchelbecker ausdrücklich bezieht, und in der ebenfalls die Maschine abgebildet ist.

[2]) Ein Standrohr im Kessel mit Schwimmer, der zur Steuerung des Einspritzhahnes bei den ersten atmosphärischen Maschinen vorkommt (s. auch den »buoy in the boiler« bei der Maschine von 1725, vergl. Engineer 1905 II S. 181), ist hier nicht angewendet.

[1]) Die Inschrift lautet: Papins Dampfzylinder gegossen zu Veckerhagen 1699, geschenkt von Henschel & Sohn in Cassel 1869.

Dr. Gerland hat das Verdienst, nachgewiesen zu haben, daß der erste Teil der Inschrift falsch ist, daß der Zylinder nichts mit Papin zu tun hat und auch nicht in Veckerhagen gegossen ist. Irgend welche Angaben, die darauf schließen lassen, daß dieses Gußstück zu einer atmosphärischen Maschine gehört, sind mir nicht bekannt. Die Ueberlieferung ist als falsch nachgewiesen, kann also nicht mehr dafür in Betracht kommen. Der Form nach aber stimmt das Gußstück in keiner Weise mit den Zylindern der damaligen atmosphärischen Maschinen überein. Die Zylinder der ersten atmosphärischen Maschinen hatten gewöhnlich 23" (584 mm) Dmr. und 6' (1828 mm) Hub. Das war das normale Maß, und es dauerte ziemlich lange, ehe man größere Abmessungen anwandte. Die erste Maschine, die nach Schottland kam (1720), hatte 23" Dmr. 1723 findet sich eine Maschine mit 30" Dmr. Die ersten Zylinder waren aus Bronze angefertigt. Erst 1740 berichtet Desaguliers, daß einige eiserne Zylinder für Dampfmaschinen benutzt worden seien, und rät aus verschiedenen Gründen von der Verwendung solcher Zylinder ab. Wenn man also nach dem Vorhergehenden annehmen wollte, daß Weber wirklich eine Newcomen-Maschine 1814, wo in England erst drei solcher Maschinen vorhanden waren, schon nach Deutschland gebracht habe, so ist es doch ganz ausgeschlossen, daß der in Kassel aufbewahrte gußeiserne Zylinder von 1280 mm Höhe und 1250 mm lichter Weite zu dieser Maschine gehörte.

Die ganze Länge des Kasseler Gußstückes beträgt 1280 mm. Rechnet man nun die Kolbendicke ab, und berücksichtigt man, daß die Kolben der ersten atmosphärischen Zylinder durch eine auf ihnen stehende Wasserschicht gedichtet wurden, so bleibt für den Hub nicht mehr viel übrig. Auch die im unteren Flansch angebrachten runden Löcher stimmen mit den alten Ausführungen nicht überein, wo meistens die Löcher viereckig waren.

Nach der Ueberlieferung soll man den Zylinder der ersten atmosphärischen Maschine in Kassel nach dem Abbruch der Maschine dem »Gießhause« überwiesen haben, was auch sehr wahrscheinlich ist, wenn der Zylinder aus Metall war, das dort notwendig gebraucht wurde Mit einem alten gußeisernen Zylinder hätte man in dieser Gießerei nichts anzufangen gewußt.

der Kaiserlichen Hofkammer einer Gewerkschaft, die auf ihre Kosten den Bergbau betrieb, übergeben worden. Die Maschine war seit 9 Monaten — also seit März 1724 — ohne Unterbrechung im Betrieb »und hat eine große Quantität Wasser herausgehoben. Potter ist selbst in Königsberg, und hat die Aufsicht gegen ein Salarium übernommen«. Auch einen Brief des Hrn. Barons Fischer von Erlach aus Wien vom 23. Januar 1725 druckt Leupold ab, der über die Leistung der Feuermaschine Auskunft gibt [1]).

Leupold nennt dann den Baron Fischer einen »Mit Gewercken« des Königsberger Bergwerkes, weshalb man sich auf seine Angaben über diese Maschine besonders verlassen könne.

Welches Aufsehen diese gelungene Feuermaschine seinerzeit gemacht haben muß, geht aus den folgenden Ausführungen Leupolds hervor:

»Daß Herr Potter ein so großes mit seiner Feuer-Machine ausrichten, oder ob er solches Werck in Stand bringen werde, haben auch viele gezweifelt, und sichs nicht einbilden können, aus der Ursache, weil so viele darüber gekünstelt und doch nichts rechtes effectuiret, derohalben sie geglaubet, ein anderer werde auch nicht weiter kommen, alleine alle diese Zweiffler überweiset nunmehro dis herrliche und vortreffliche Werck, ohne, daß Herr Potter nöthig gehabt hätte, wider seine Gegner Schand- und Schmäh-Schriften oder Juchhe geschrieben und gedruckt, auszustreuen, ehe er was praestiret; denn was kan grobers und unvernünfftigers erdacht werden, als wenn ich einen ehrlichen Mann aufs heßlichste Schimpffe und lästere, weil er eine solche Sache, die bishero noch nicht in der Welt ist erhöret oder gesehen worden, und wider alle bisherige bekannte Principia und Fundamente streitet, nicht eher glauben will, bis sie zu Stande gebracht ist; sonderlich aber, wenn es von einem solchen Mann geschiehet, der schon anderwärts viel versprochen und große Summen Geld verbauet deswegen, und doch nicht das geringste ausgerichtet, sondern mit Schand und Schaden abziehen müssen.« [1])

Von der Kasseler und der Wiener Maschine erwähnt Leupold merkwürdigerweise nichts. In Anordnung und Betrieb entsprach nach Leupolds Beschreibung die Königsberger Maschine vollständig den englischen Ausführungen. Ich bin in der Lage, noch eine Zeichnung dieser Maschine aus dem Jahre 1753 — vielleicht die älteste noch vorhandene Handzeichnung einer Dampfmaschine — in Fig. 1 veröffentlichen zu können [2]).

Fig. 1.

Die Ueberschrift gibt das Jahr 1722 für die Erbauung der Maschine an.

Nach Leupold hatte der Kessel 7 Fuß Dmr. Der 8 Fuß hohe, 32 »oder gar« 36 Zoll weite Zylinder sollte in die 80 Zentner wiegen. Der Kolbenhub soll 7 Fuß betragen haben. Zum Ausgleich des Gestängegewichtes gibt Leupold noch einen Gegenbalancier an, den Fig. 1 nicht enthält. Den Zylinder zeichnet auch Leupold mit angegossenem Boden. Ueber das Material äußert er sich nicht.

Die geschichtlichen Notizen, die mit großer Sorgfalt in die Abridgements of specifications relating to the steam engine, Part. I London 1871, soweit die älteste Zeit in Frage kommt, nebst Quellenangaben eingefügt sind, geben für das Jahr 1721 an:

»One of the Potters, of the Bishopric of Durham, carried a fire engine, fabricated in England, to Hungary, and set it up at a coal mine, near Konigsburg«. Hier wird also das Jahr 1721 angegeben.

Faßt man das Vorhergehende zusammen, so erscheint mir folgende Entwicklung als die wahrscheinlichste.

---

[1]) »Extract eines Briefes de dato Wien den 23 Januarii 1725. vom Herrn Baron Fischers de Erlachen.

Was unsere Feuer-Machine anbelanget, so brennet solche drey Klafftern Holtz des Tages, und hat eine Krafft 25 Satz Röhren, jede von 6 Zoll in Diameter und 4 Klaffter lang zu heben, oder zu regieren, mit einer Geschwindigkeit, daß wenigst 14 Hub, jeder von 6 Schuh hoch in einer Minute geschehen. Zum Exempel, wenn das Wasser nicht höher als 4 Klafftern hoch zu heben, so kan die Machine alle 25 Satz Röhren oder Kolben so nebeneinander stehen, auf einmahl heben, und also 25 Ausguß Wasser in dem Hub produciren; ist aber das Wasser auf 100 Klafftern zu heben, so müssen die 25 Satz Röhren untereinander an statt nebeneinander gesetzet werden, also nur einen Ausguß jeden Hub giebt, als den obersten, weil die untersten nicht zu zehlen sind.«

[1]) Könnte sich die letzte Bemerkung nicht vielleicht auf die vorher erwähnte Reklameschrift von Weber und Brückmann beziehen, die, 1720 erschienen, Leupold jedenfalls bekannt war?

[2]) Der Besitzer dieser Zeichnung ist Hr. Professor Roch in Freiberg i/S., der sie mir in dankenswertester Weise für die Geschichte der Dampfmaschine zur Verfügung gestellt hat. Sie wird nach der Bemerkung links »abcopirt mense Febr. 1753« die Kopie einer älteren Zeichnung oder eines Druckblattes darstellen.

Das Wasser des Königsberger Bergwerkes ließ sich durch die bis dahin bekannten Hülfsmittel nicht mehr bewältigen. Die Anlagen mußten aufgegeben werden. Da erinnerte sich der eine Teilhaber des Unternehmens, Baron von Fischer, an die englischen Feuermaschinen, die er vielleicht auf Reisen in England schon gesehen hatte. Jedenfalls fährt er jetzt nach England und bestellt dort 1721 beim Maschinenbauer Potter eine Feuermaschine. Er studiert selbst auf das genaueste Anordnung und Betrieb der Maschine und ist nun imstande, wohl unter Mithülfe von Potter, den er zur Uebersiedlung nach dem Kontinent bewogen hat, in Kassel und Wien 1722 etwas kleinere Maschinen aufzustellen. Die Zylinder und die wesentlichen Steuerteile brachte er jedenfalls aus England mit.

In London hatte sich im bekannten »bubble year« 1720 auch eine Gesellschaft Londoner Kaufleute zur Ausnutzung der Saveryschen Dampfmaschinenpatente gebildet. Wie erwähnt, fiel Newcomens Maschine mit unter dieses Patent. Ob die Gesellschaft selbst wenigstens einzelne Teile fabrizierte oder nur als Unternehmerin die kaufmännische Seite vertrat, ist nicht bekannt. Jedenfalls wird sie die Bestellung neuer Maschinen wesentlich erleichtert und im eigenen Interesse auch für Verbreitung der Maschine im Auslande gesorgt haben.

In Frankreich kam 1726 eine aus England geholte Newcomen-Maschine in Passy bei Paris in Betrieb; sie wird als May und Meyers Maschine bezeichnet; s. Abridgements of spec. S. 44; Machines approuvées Bd. 4 S. 109. Engineer 1905 II S. 130 bringt eine Abbildung der Maschine nach französischen Quellen. Auch findet sich hier eine Stelle aus Verduns Journal historique sur les matières 1727, S. 231, angeführt, wonach John May ein Engländer war, der die Maschine erfunden und ein Privilegium auf ihre Ausführung erhalten habe. Die Leistung wird auf mehr als 60 Pferde angegeben. 167 200 Kubikfuß Wasser wurden an einem Tage gehoben.

Im »Merkwürdigen Wienn« wird berichtet, daß Potters Bruder vom Könige von Frankreich »100000 Livres« erhalten habe, um die Maschine in England zu bauen und nach Frankreich zu bringen. Auch soll ein »Königlich französischer Architectus und Aufseher über die Brücken und Landstraßen des Königreiches, Herr Bosfrands, dergleichen verfertigt haben«. Ferner soll (s. Doblhoff S. 9) der Herzog von Antin sie zu Cachan bei Arcueil im Hause des Architekten besichtigt haben.

Nachrichten über die ersten Maschinen andrer Länder sind nur spärlich in englischen Quellen zu finden.

Um die Uebersicht zu erleichtern, habe ich die mir bisher bekannten Nachrichten über erste Dampfmaschinen außerhalb Englands in der folgenden Zahlentafel vereinigt.

Die ersten Dampfmaschinen außerhalb Englands.

Zeit	Betriebsort	Bauart	Herkunft	Erbauer und Besitzer der Maschine	Bemerkungen
1715 im Betriebe vorgeführt	Kassel	unbekannt	England (?)	Weber führt den Versuch dem Landgrafen von Hessen vor	scheint keinerlei Bedeutung zu haben
1717	Petersburg	Savery	England	Desaguliers erbaute sie für Zar Peter	zum Betrieb der Springbrunnen in den kaiserlichen Gärten bestimmt s. Abridg. of spec. I 39
1722	Kassel	Newcomen	teilweise aus England	von Fischer v. Erlach für Landgrafen v. Hessen nach englisch. Vorbild, vielleicht mit Unterstützung Potters	zum Betrieb von Springbrunnen; abgebrochen 1765
1722	Wien	Newcomen	wie vorher	wie vorher, für Fürsten von Schwarzenberg	zum Betrieb von Springbrunnen
1721 bis 1724, 1721 bestellt, 1724 März in Betrieb gekommen	Kohlenbergwerk bei Königsberg in Ungarn	Newcomen	aus England	von Isaac Potter	Wasserhaltung; zwei Jahre lang ununterbrochen im Betrieb gewesen
1726	Passy bei Paris	Newcomen	England	Bruder von Potter (?) Engländer May (?)	Wasserheben
1726 bis 1727	Kohlengrube in Schweden	Newcomen	England	Martin Triewald	Wasserheben s. Abridg. of spec. I S. 44
1726	für Toledo in Spanien bestimmt	Newcomen	England, London	unbekannt	Wasserheben
1753 (bestellt 1748 oder 1749)	Amerika, Kupfergrube zu Newark, N. J.	Newcomen	England, Cornwall	Hornblower; dessen Sohn Joseph stellte sie auf und blieb in Amerika	Wasserheben; s. Transact. of the Amer. Soc. of Mech. Eng. New York 1894
1763 bis 1766	Asien, Sibirien, Hüttenwerke zu Barnaul, Kreisstadt des Gouvernements Tomsk	Newcomen, wesentlich abgeändert	Sibirien	Joh. J. Polsunow, Schichtmeister	s. »Prometheus« 1892. Dr. N. v. Klobukow: Zur Geschichte der Dampfmaschine, und daraus Matschoß: Gesch. d. D. 1901 S. 99. Die Maschine hat zwei Zylinder und treibt mit Rädern und Ketten zwei Blasebälge. Es dürfte die erste Dampf-Gebläsemaschine sein

Mit Freuden wäre es zu begrüßen, wenn die Ingenieure andrer Länder sich daran beteiligen wollten, diese Liste auch für ihre Gebiete zu ergänzen. Erst dann wird es gelingen, sich über die erste Einführung der machtvollsten Kraftmaschine ein einwandfreies Bild zu verschaffen.

Für Zuschriften, die sich hierauf beziehen, und die der Verein deutscher Ingenieure mir jedenfalls gern übermitteln wird, würde ich im Hinblick auf die bevorstehende Herausgabe der vom Verein deutscher Ingenieure geplanten Geschichte der Dampfmaschine besonders dankbar sein.

Photographische Messung der Meereswellen.

Von Professor W. Laas, Berlin.

(hierzu Textblatt 9 bis 11)[1)]

(Schluß von S. 1942)

Aufmessung mit Stereokomparator.

Der Stereokomparator, hergestellt von Carl Zeiß in Jena nach den Angaben von Dr. Pulfrich, ermöglicht, die zur zeichnerischen Darstellung notwendigen Angaben: Abszisse, Ordinate und stereoskopische Parallaxe, gleichzeitig und sehr genau zu messen. Fig. 23 zeigt einen solchen Apparat. Er besteht aus einem Rahmen zur Aufstellung der beiden stereoskopischen Aufnahmen und einem Stereoskop-Mikroskop, das an einem von oben überhängenden Bügel *T* vor den Platten angebracht ist.

Die Platten sind gemeinsam wagerecht und senkrecht mittels der Kurbeln *H* und *V* verschiebbar. Das Maß der Verschiebung wird an Meßstäben *A* und *B* mit Nonius abgelesen und ergibt die Abszisse und die Ordinate eines Punktes. Außerdem ist die rechte Platte gegen die linke mit der Feinschraube *M* verschiebbar; diese Verschiebung, die an einem Maßstab *a* mit Nonius und Mikroskop abgelesen wird, ergibt die stereoskopische Parallaxe. Endlich sind an dem Apparat noch die zur Einstellung der Platten und des Mikroskopes erforderlichen Vorrichtungen vorhanden.

Fig. 23.

Stereokomparator von Carl Zeiß in Jena. Modell B.

Auf das Prinzip des Apparates und die übrigen Einzelheiten gehe ich nicht weiter ein; in der am Schluß aufgeführten Literatur findet sich alles Notwendige. Es genügt hier, zu bemerken, daß die Benutzung des Apparates nach einiger Uebung dem möglich ist, der gut stereoskopisch sehen kann. Die folgenden Komparatoraufmessungen sind, bis auf Nr. 27 und 28, von meinem Assistenten Hrn. Wirth hergestellt worden.

Der Apparat hat für Wellenmessungen folgende Vorzüge:

1) Die Genauigkeit geht weit über das für praktische Zwecke erforderliche Maß hinaus; mit den an Bord von Schiffen bequem erreichbaren Standlinien kann bei genauen Aufnahmen der Fehler im Abstand von 1000 m leicht unter 1 vH gehalten werden. Im allgemeinen wird es jedoch keinen Zweck mehr haben, Wellen in größerem Abstand als 500 m auszumessen, da weiter entfernt liegende Wellen zu sehr von den davor befindlichen verdeckt werden.

Da bei diesem Abstand für praktische Zwecke die Fehlergrenze von 1 vH durchaus genügt, so kann im allgemeinen die Standlinie bei genauer Aufstellung verkürzt werden, was häufig mit Rücksicht auf den Platz an Bord der Schiffe wünschenswert sein wird.

2) Die Ausmessung ist nicht auf besonders hervorstehende Punkte beschränkt; durch die stereoskopische Betrachtung ist es möglich, auch auf glatter Oberfläche, wie Dünungen, die zusammengehörigen Punkte genau zu bestimmen.

Aus den vom Apparat abgelesenen Koordinaten wird das Bild in folgender Weise aufgezeichnet, Textblatt 9, Aufnahme 16, 17 und 18, und Fig. 24.

Aehnlich wie bei der zeichnerischen Aufmessung, Fig. 22, beschrieben, werden in dem gewählten Maßstab die Standlinien (B und B_1, Fig. 24) und die optischen Achsen der Apparate senkrecht dazu aufgezeichnet; in natürlicher Größe, oder zur größeren Genauigkeit in doppelter Größe, wird die Brennweite von 182 mm parallel zur Standlinie eingetragen und auf ihr die Abszissen (Fig. 24, x oder x_1) abgesetzt; auf dem Verbindungsstrahl des abgesetzten Punktes mit dem Objektivmittelpunkt liegt der gesuchte Punkt. Aus der gemessenen Parallaxe a (oder a_1) ergibt sich der Abstand dieses Punktes folgendermaßen: Aus einfacher geometrischer Ueberlegung folgt, daß alle Punkte gleichen Parallelabstandes von der Standlinie gleiche Parallaxe haben, oder umgekehrt, daß alle Punkte gleicher Parallaxe auf einer Parallele zur Standlinie liegen. Trägt man also von der optischen Achse II (oder III) die gemessene Parallaxe (a oder a_1) auf der Brennweitenparallele auf, so ergibt der Schnittpunkt des Strahles mit der optischen Achse von I (oder II) den Parallelabstand des gesuchten Punktes. Da die gemessenen Parallaxen nur klein sind, dafür aber am Stereokomparator auf $^1/_{30}$ mm genau gemessen werden können, empfiehlt es sich, die Parallaxen in fünf- oder zehnfachem Maßstab aufzutragen; im Beispiel Fig. 24 sind sie in fünffachem Maßstab aufgetragen ($5\,a$ und $5\,a_1$) und entsprechend die Standlinien B und B_1 auch auf das Fünffache vergrößert ($5\,B$ und $5\,B_1$). Der Parallelabstand des gesuchten Punktes ergibt sich also als Schnittpunkt S_c (oder S_d) der im Abstand $5\,B$ (oder $5\,B_1$) von der Objektivachse II (oder III) gezogenen Senkrechten zur Standlinie mit dem Richtungsstrahl, welcher vom Brenn-

[1)] veröffentlicht in Nr. 47.

weitenabstand $5a$ (oder $5a_1$) abschneidet. Durch den so gefundenen Parallelabstand und den nach den Abszissen x (oder x_1) gezeichneten Richtungsstrahl ist die Lage des gesuchten Punktes im Grundriß bestimmt: z. B. Punkt c aus Platte 16 und 17, Punkt d aus Platte 17 und 18.

Zur weiteren Darstellung der Wellenform sind in Fig. 24 in den verschiedenen Parallelabständen die Punkte gleicher Parallaxe in Profilform aufgetragen, soweit sie meßbar waren. Die gestrichelten Linien deuten an, daß dieser Teil des Profiles durch davorliegende Wellen verdeckt, also nicht meßbar war.

rizontalebene gewählt, die durch den höchsten gemessenen Punkt c geht, welcher 4,6 m unter der Grundebene durch das Objektiv II liegt. Die Punkte e und d werden also nicht im Abstand Y und Y_1 aufgezeichnet, sondern in dem um 4,6 m verringerten Abstande. Der Zweck dieser veränderten Darstellung ist, größere Uebersichtlichkeit zu erzielen, indem die Profillinien im Grundriß möglichst dicht an die zugehörigen Parallellinien herangelegt werden können und dadurch ein besonderer Aufriß unnötig wird.

Ein zweites Beispiel, Aufnahme 19 und 20, Textblatt 10 und Fig. 25, zeigt eine andre Art der Darstellung der aufgemessenen Koordinaten; es sind hier nicht die Punkte gleicher Parallaxe, wie in Textblatt 9 und Fig. 24, zu einem Profil zusammengezeichnet, sondern die Punkte gleicher Abszisse auf Platte 19; die Art der Darstellung ist also ähnlich der in Fig. 22. Die Punkte eines Richtungsstrahles werden nacheinander ermittelt. Die starken Linien bezeichnen die Richtungen der Hauptkämme.

Das dritte Beispiel, Aufnahme Nr. 65 und 66, Textblatt 11 und Fig. 26, vereinigt die beiden eben besprochenen Arten der Darstellung und zeigt außerdem, daß es möglich ist, auch die Profilform in jeder beliebigen andern Richtung unmittelbar herauszuzeichnen. In diesem Fall ergab sich nach einigen Vorversuchen, daß die Hauptwellenrichtung in C_1C_1 und D_1D_1 lag. Die zugehörigen Profile sind in den Richtungsstrahlen im Grundriß eingezeichnet.

Aufnahme 138 und 139, Textblatt 11 und Fig. 27, zeigen, wie auch bei einer See ohne Schaumkronen oder sonstige hervorstechende Punkte (sog. tote See) die Profile herausgemessen werden können; gerade hierin liegt die große Ueberlegenheit des Stereokomparators gegenüber den sonstigen Aufmeßverfahren der Photogrammetrie. Die schräge Kimm ist durch das starke Stampfen des Schiffes im Augenblick der Aufnahme entstanden. Die Aufnahme ist auf der Rückfahrt gemacht; das Schiff lag beladen bereits so tief, daß die Wellen $cdefg$ im Abstand von rd. 300 m die Kimm überdecken; ebenso verdecken die verhältnismäßig niedrigen Wellenkämme im Vordergrund, welche nahezu auf das Schiff zulaufen, die weiter entfernt liegenden Wellenformen.

Fig. 24. Platte 16, 17, 18. 27. Oktober 1904.

Die Grundebene für die Ordinaten (y) bildet für die Aufmessung am Komparator die Horizontalebene durch das Objektiv der linken Aufnahme. Die Ordinaten dürfen stets nur an einer Platte gemessen werden, da für naheliegende Punkte die Abstände von der Kimm auf den beiden Meßplatten verschieden sind, wie früher entwickelt worden ist. Bei der Ausmessung der Punkte aus Platte 16 und 17 sind in Fig. 24 die Ordinaten nur aus Platte 17, bei der Ausmessung nach Platte 17 und 18 nur aus Platte 18 gemessen worden. Die gemessenen Ordinaten werden im Brennweitenabstand abgesetzt (y und y_1); der Richtungsstrahl schneidet dann im Abstand des gesuchten Punktes die Höhen (Y und Y_1) ab. Es kann auch jede andre Ebene parallel zur Grundebene als Meßebene für die Aufzeichnung der Höhen gewählt werden; in Fig. 24 ist z. B. als Meßebene eine Ho-

Textblatt 11, Aufnahme 104 und 105, und Fig. 28 zeigen einen besonders gut sichtbaren Wellenkopf, der eingehend aufgemessen worden ist.

Die bei den bisher erwähnten Ausmessungen gewählte Darstellung der Meeresoberfläche durch Profilschnitte genügt für die meisten Zwecke.

Der Stereokomparator ermöglicht aber auch die Darstellung nach Art der Landkarten; jedoch gehören dazu das geübte Auge und die geübte Hand eines gut stereoskopisch

Fig. 25. Platte 19 und 20.
28. Oktober 1904.

Fig. 26. Platte 65 und 66.
13. Dezember 1904.

sehenden Topographen. Als Beispiel dafür, wie eingehend aus einer nur unscheinbaren Aufnahme die Meeresoberfläche herausgemessen werden kann, dient Fig. 29, die aus den Aufnahmen Nr. 27 und 28, Textblatt 10, vom Topographen Seliger der kgl. Landesaufnahme hergestellt worden ist.

Diese Darstellung zeigt alles Wünschenswerte und ermöglicht, mit leichter Mühe Profilschnitte in jeder gewünschten Richtung herauszuzeichnen. Einige Schnitte gibt Fig. 30 wieder. Die Schnitte 1 bis 20 sind in der Richtung des Windes und der Wellenbewegung gelegt, die Schnitte *A* bis *E* senkrecht dazu über den Hauptkamm.

Ueber Ort und Zeit, Wetter und Wind, bei denen die besprochenen Aufnahmen gemacht worden sind, enthält die folgende Zusammenstellung die nötigen Angaben.

Wetter und Wind vor den Aufnahmen, welche den in den Platten festgehaltenen Zustand der Meeresoberfläche ver-

Textblatt	Nr. der Platten	Schiffseite S = Steuerbord B = Backbord	Ort		Zeit		Beleuchtung	Blende in Teilen der Brennweite	Augenblick	Kurs des Schiffes	Wind		Seegang	
			Breite	Länge	Tag	Stunde			sk		Richtung	Stärke	Richtung	Stärke
10	27, 28	B	53° 18′ S	82° 40′ W	3. 11. 04	11⁵⁰ V.	Sonne durchkommend nach Regen und Schnee	9	1/100	N 6° E	SSW	8 bis 9	S	6
9	16, 17, 18	B	53° 50′ S	65° 0′ W	27. 10. 04	3³⁰ N.	Sonnenschein	6, 9, 12	1/100	S	W	7 bis 8	WSW	4
10	19, 20	S	56° 20′ S	64° 30′ W	28. 10. 04	10⁰⁰ V.	bedeckt mit schwachem Sonnenschein	6	1/100	S	WSW	7 bis 8	SW	4 bis 5
11	65, 66	B	53° 10′ S	76° 50′ W	13. 12. 04	11⁰⁰ V.	bedeckt	6	1/100	S 28° E	NNW	5 bis 6	NNW	4
11	138, 139	S	82° 80′ N	37° 10′ W	20. 1. 05	11⁴⁰ V.	ein wenig Sonne	6	1/100	N 16° W	E z N	3	N	5
11	101, 105	B	42° 50′ S	46° 10′ W	22. 12. 04	11⁰⁰ V.	Sonnenschein	6	1/100	N 47° E	SW z S	6 bis 5	SW z W	5

Fig. 27. Platte 138 und 139.
20. Januar 1905.

Für die Zukunft muß in erster Linie eine höhere Aufstellung der Apparate erstrebt werden; weiterhin wäre es wünschenswert, die Aufnahmen so zu machen, daß die Wellenkämme ungefähr parallel zu den optischen Achsen laufen. Beiden Wünschen konnte leider auf dem Segelschiff »Preußen« nicht ausreichend entsprochen werden, teils aus Mangel an Zeit zur Anfertigung wesentlich höherer Unterbauten, teils mit Rücksicht auf die örtlichen Verhältnisse und die Schiffsführung.

Schlußbemerkungen.

Die vorstehend angeführten Aufnahmen sollen hauptsächlich als Beispiel für die vorzügliche Brauchbarkeit des photogrammetrischen Verfahrens zur Messung der Meereswellen dienen. Ich unterlasse es daher, aus der geringen Zahl der Aufnahmen allgemeine Schlüsse in bezug auf die Richtigkeit der bisherigen Theorien der Wellenbewegungen zu ziehen oder gar neue Theorien aufzustellen; dazu reicht das Material noch lange nicht aus. Bei der nur geringen Zahl an Meereswellenbeobachtungen nach den alten Verfahren im Gegensatz zu einer sehr reichlichen theoretischen Literatur sind bisher die wenigen Beobachtungen weit über Gebühr für den Beweis oder als Grundlage von Theorien herangezogen worden, und zwar nicht von denen, welche die Messungen selbst gemacht haben (die Beobachter bezeichnen fast stets ihre eignen Angaben als dafür nicht ausreichend), sondern von Theoretikern, die selbst nie Beobachtungen von Meereswellen angestellt haben, deren Schwierigkeit und bisherige Mangelhaftigkeit nicht kennen und daher die Zahlenangaben der Beobachter als völlig sichere Messungen ihren Schlüssen zugrunde legen. Vor diesem Schicksal möchte ich meine geringe Zahl von Messungen gern bewahren und hoffe, daß mit der Theorie noch einige Jahre gewartet wird, bis weit mehr und noch bessere Messungen aus verschiedenen Meeren vorliegen.

Eine Tatsache ist jedoch durch die vorliegenden Messungen sehr anschaulich geworden: daß nämlich die theoretische Form der Trochoide auf hoher See auch nur angenähert äußerst selten vorkommt, daß vielmehr die Unregelmäßigkeit der Meeresoberfläche, hervorgerufen durch eine Anzahl durcheinander laufender Wellen, die Regel auf hoher See ist. Diese Bemerkung ist zwar den Seefahrern und Beobachtern von Meereswellen nicht neu[1]), immerhin aber

Fig. 28. Platte 104 und 105.
22. Dezember 1904.

ursacht haben, lassen sich annähernd aus der Wegkarte, Fig. 1 (S. 1890), ersehen.

Alle Aufnahmen, besonders aber die von der Rückfahrt mit beladenem Schiff, Textblatt 11, wo die Objektivhöhe über Wasser nur rd. 6 m betrug, gegen 9 m auf der Ausreise des Schiffes in Ballast, leiden darunter, daß die Wellen sich gegenseitig verdecken; die Aufmessung von sonst gut gelungenen Aufnahmen wird dadurch sehr beeinträchtigt.

[1]) Vergl. die nachfolgend an vierter Stelle angegebene Literaturquelle.

Fig. 29.

Fig. 30. Schnitte durch Meereswellen.

muß auch hier darauf hingewiesen werden, weil die Theorie der Meereswellen und die darauf fußenden theoretischen Untersuchungen des Schiffbaues bisher nur die reine Trochoidenform berücksichtigen.

Ein wesentlicher Fortschritt in der Erkenntnis der Meereswellen kann nur durch Fortsetzung der Meßaufnahmen im Großen erreicht werden; nicht nur vereinzelte Expeditionen müssen jede Gelegenheit zur Aufnahme von Meereswellen benutzen, sondern es müssen auch auf einer Anzahl von Schiffen in regelmäßiger Fahrt in den verschiedensten Meeren solche Aufnahmen gemacht werden; dann wird es zweifellos in einigen Jahren gelingen, die Frage der Bewegung der Meeresoberfläche zu klären, die nicht nur für die Wissenschaft von großem Interesse ist, sondern auch für eine Reihe praktischer Fragen in Schiffbau und Schiffahrt die Grundlage bildet.

Zum Schluß möchte ich allen denen meinen Dank aussprechen, welche zu dem Gelingen der vorstehenden Untersuchungen beigetragen haben; in erster Linie dem Vereine deutscher Ingenieure, der den erbetenen Zuschuß zu den Versuchen bewilligt hat, und dem Kapitän der »Preußen«, Hrn. B. Petersen, der mich bei den mancherlei Schwierigkeiten an Bord nach Kräften unterstützt hat.

Literatur:

O. Krümmel, Handbuch der Ozeanographie, Stuttgart 1887.
Siegmund Günther, Handbuch d. Geophysik, Stuttgart 1899.
Gerhard Schott, Forschungsreise zur See, Petermanns Mitteilungen Ergänzungsheft 109, Gotha 1893.
O. Krümmel, Geophysikalische Beobachtungen, Ergebnisse der Plankton-Expedition, Kiel-Leipzig 1893.
Rottock, Meereswellen-Beobachtungen, Annalen der Hydrographie und maritimen Meteorologie, Berlin 1903.
White, Manual of naval architecture, London 1900.
A. Paris, Observations sur l'état de la mer, Revue maritime et coloniale, Paris 1871.
Ch. Antoine, Des lames de haute mer, Paris 1879.
Pollard und Dudebout, Théorie du navire, Paris 1890.
von Hübl, Stereophotogrammetrie, Mitteilungen des k. k. militärgeographischen Instituts, Wien 1903.
Dr. Pulfrich, Stereophotogrammetrie für Topographie, Zeitschrift für Instrumentenkunde, Berlin 1903.
von Hübl, Stereophotogrammetrische Terrainaufnahme, Mitteilungen des k. k. militärgeographischen Instituts, Wien 1904.
Stereokomparatoren nach Dr. Pulfrich, Prospekt der Firma Carl Zeiß, Jena 1903.
Ferner demnächst:
Laas, Die Messung der Meereswellen und ihre Bedeutung für den Schiffbau (Vortrag). Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Berlin 1906.

Luftpumpen für Schiffsmaschinen.

Von **C. Strebel**, Stettin.

(Fortsetzung von S. 1937)

Unabhängige Luftpumpenmaschinen.

Soviel ich in dem mir zur Verfügung gestellten Material und in der Literatur gefunden habe, ist die Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan eine der ersten Fabriken gewesen, die sich an die Aufgabe gemacht hat, von der Hauptmaschine getrennte Luftpumpenmaschinen zu bauen. Im Jahre 1878 wurden für damals im Bau befindliche russische Torpedoboote solche Maschinen hergestellt, s. Fig. 36 bis 38. Man wollte nun gleich die neue Hülfsmaschine gehörig ausnutzen. Deshalb

Fig. 36 bis 38. Von der Hauptmaschine getrennte Luftpumpenmaschine der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan (1878).

Fig. 37. Fig. 36. Fig. 38.

wurde an die Luftpumpe die Kreiselpumpe für die Kondensatorkühlung angekuppelt, und zwar wurde sie durch ein Reibrad auf der Kurbelwelle angetrieben. Die Luftpumpe wurde mittels einer Kurbelschleife betrieben, die an ihren beiden Enden Speisepumpen betätigte. An der andern Seite der Luftpumpe war ein großes Reibrad angeordnet, welches eine am Schott befestigte Ventilationsmaschine antreiben sollte.

Diese Anordnung bewährte sich nicht, weil die Anforderungen an die Dampfmaschine zu verschiedenartig waren. Man entschloß sich daher, die Reibräder fortzunehmen. Die Zirkulationspumpe wurde von einer besondern kleinen, am Zentrifugalpumpengehäuse befestigten Dampfmaschine angetrieben; auch wurde der Antrieb des Ventilator-Flügelrades abgeändert. Diese Anordnung zeigt Fig. 38. Nun arbeitete die Anlage besser.

1882 wurde für chinesische Torpedoboote eine andre Anordnung gewählt, Fig. 39 und 40, und damit die erste Anordnung wesentlich vereinfacht. Hier werden nur die Speisepumpen, die mit dem Luftpumpengehäuse verschraubt sind, und die Luftpumpe selber mittels Kurbelschleife angetrieben. Am Ende der Kurbelwelle, die in Querstücken gelagert ist, welche an den Säulen des Dampfzylinders befestigt sind, befindet sich ein Schwungrad, das über den Totpunkt oben und unten hinweghilft.

Fig. 39 und 40. Vereinfachte Luftpumpenmaschine (1882).

Die Maschine arbeitete indes unregelmäßig, was sich auch bei amerikanischen Ausführungen gezeigt hatte, und zwar aus Gründen, welche später erörtert werden sollen. Die Pumpen hatten Saugkolben und Druckventile aus weichem Gummi mit gewölbten Klappenfängern.

Für drei weitere russische Torpedoboote wurden die Abmessungen etwas vermindert, sonst aber die Bauart beibehalten.

1883 wurde für die chinesische Regierung der Kreuzer »Tsi Yuen« gebaut, der ebenfalls Luftpumpenmaschinen erhielt, Fig. 41 und 42. Hier wählte man 2 Dampfzylinder von verschiedenen Durchmessern; der Hochdruckzylinder arbeitete vermittels Kurbelschleife auf die Kurbelwelle und trieb 3 Speisepumpen an, der Niederdruckzylinder bewegte die Luftpumpe. Die Pumpe arbeitete unregelmäßig; erst nachdem ein Regulator eingebaut war, wurde der Gang regelmäßiger. An Bord wurden von dem leitenden Ingenieur später noch verschiedene Aenderungen getroffen. Die Dampf-

Zahlentafel 6. Selbständige

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		Handelsschiffe											
		Lustjacht Prinzeß Victoria Luise	Nixe, Norddeutscher Lloyd	Reichspostdampfer Hamburg	Reichspostdampfer Klautschou	Reichspostdampfer Prinzeß Irene	Postdampfer Moltke	Schnelldampfer Auguste Victoria	Schnelldampfer Fürst Bismarck	Schnelldampfer Kaiserin Maria Theresia	Schnelldampfer Kaiser Wilhelm der Große	Schnelldampfer Kronprinz Wilhelm	Schnelldampfer Deutschland
1	Leistung der Hauptmaschine . . PSi	2 von je 1950	—	2 von je 4270	2 von je 4980	2 × 4550	2 von je 5035	2 von je 6330	2 von je 7625	2 von je 8100	2 von je 18900	2 von je 17000	2 von je 18440
2	Zylinderdurchmesser: Hochdruck mm	484	760	700	desgl.	desgl.	748	1050	1100	1100	1320	2 mal 870	2 mal 930
	Mitteldruck »	700	1250	1020			1070	1700	1700	1700	2280	1750	1870
	Niederdruck 1 »	1000	1970	1460			1525	2700	2700	2 mal 1950	2 mal 2450	2500	2640
	Niederdruck 2 »	1450		2100			2180					2 mal 2600	2 mal 2700
3	Kolbenhub . . . . »	920	1600	1400	»	»	1400	1600	1600	1600	1750	1800	1850
4	Füllung im Hochdruckzylinder . vH	64,0	68,0	75,0	84,5	68,0	70,0	74,0	72,0	72,0	75,0	75,0	73,0
5	Ueberdruck im Schieberkasten des Hochdruckzylinders . . . kg/qcm	15,0	13,0	15,0	15,0	15,0	15,0	10,8	11,4	11,0	12,5	15.0	15,0
6	minutliche Umläufe der Hauptmaschine	118	38	81	84 5	79,0	80,0	74,0	77,0	89,0	78,0	80 5	76,5
7	Kolbengeschwindigkeit der Hauptmaschine . . . . m/sk	3,93	2,026	3,78	3,94	3.686	3,73	3,94	4,106	4,746	4 55	4,83	4 72
8	Volumen d. Niederdruckzylinders cbm/sk	6,485	6,175	13,094	13,65	12,76	13,91	22,58	23 51	28,38	42,9	51,295	54.09
	Luftpumpenmaschinen:												
9	Anzahl und Durchmesser der Dampfzylinder . . . . . . mm	2 × 229	2 × 254	2 × 305	2 × 305	2 × 305	2 × 305	3 × 280	3 × 280	2 × 406	2 × 457	2 × 457	2 × 457
10	Anzahl und Durchmesser der Pumpenzylinder . . . . »	2 × 510	2 × 457	2 × 635	2 × 635	2 × 635	2 × 710	3 × 680	3 × 680	2 × 813	2 × 1118	2 × 1118	2 × 1118
11	Hub beider Zylinder . . . . »	305	254	457	457	457	450	600	600	533	610	610	610
12	Doppelhübe d. Luftpumpe in 1 min	14	60	20	20	12	20	50	35	23	12	7,7	20 (23)
13	Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe . . . . m/sk	0,142	0,914	0,305	0,305	0,183	0,30	1,0	0,7	0,41	0,244	0,156	0,473
14	Volumen der Luftpumpe (beschriebenes) . . . . cbm/sk	0,029	0,15	0,097	0,097	0,058	0,119	0,544	0,381	0,212	0.239	0.153	0,464
15	gefördertes Volumen d. Luftpumpe ltr/min	1744,7	4999	5789	5789	3473	7126	32640	22862	12728	14365	9217	23939
16	Pumpenzylinderquerschnitt / Dampfzylinderquerschnitt .	4,96	3,23	4,332	4,332	4,332	5,41	5,89	5,89	4,01	6.007	6,007	6,007
17	Durchmesser des Saugrohres . . mm	—	—	320	390	320	300	380	380	400	510	350	510
18	» » Druckrohres . »	—	—	300	300	300	250	380	380	260	300	300	300
19	Pumpenzylinderquerschnitt / Saugrohrquerschnitt . .	—	—	7,87	7,87	7,87	5,63	9,6	9.6	4,13	4,8	10,22	4 8
20	Pumpenzylinderquerschnitt / Druckrohrquerschnitt . .	—	—	8,96	8,96	8,96	8,09	9,6	9,6	9,8	13,6	13,6	13,6
21	Vakuum im Mittel bei Fahrt . . vH	85,0	89,0	87,0	90,0	90,0	90,0	75.0	83,0	87 0	88,0	90,0	92,0 85
22	Bauart der Luftpumpe	Blake		Blake	Blake	Blake	Blake	Vulcan	Vulcan	Blake	Blake	Weir	Blake
23	Leistung der Luftpumpe . . . PSi	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(35)
24	» » Hauptmaschine . . »	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(18440)
25	Zeile 23 : Zeile 24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(0,0019)
26	freier Ventilquerschnitt . . . . qm	—	—	0,0672	0,0672	0,0672	0,084	0,0704	0,0704	0,1258	0,218	0,218	0,218
27	Wassergeschwindigkeit im Ventil m/sk	—	—	1,436	1,436	0,863	1,43	7,73	5,42	1.69	1.095	0,7	2,13
28	Volumen des Niederdruck-Zyl. i. d. Sek. / Volumen der Luftpumpen-Zyl. i. d. Sek.	223,6	41,2	134,9	141	220	116,9	41,5	61,7	133,8	179,5	335	116.5

Fig. 41 und 42.

Luftpumpenmaschine des chinesischen Kreuzers »Tsi Yuen« (1883).

verteilschieber der Luftpumpenmaschinen wurden so geändert, daß anstatt 250 nur 90 Doppelhübe in der Minute gemacht wurden; der Pumpenventilhub wurde von 15 mm auf 1,5 mm gebracht. Mit diesen Aenderungen arbeiteten die Pumpen bedeutend besser.

1884 war die Panzerkorvette »Oldenburg« in Bau; auch hier wurde eine besondre Luftpumpenmaschine eingebaut. In der Hauptsache wurde die vorige Bauart beibehalten. Der Hochdruckzylinder trieb wieder 3 Speisepumpen an, der Niederdruckzylinder die Luftpumpe, s. Fig. 43. Um den Gang der Pumpe besser regeln zu können, wurde der Hochdruckzylinder außer mit einem Verteilschieber noch mit einem Expansionsschieber versehen. Auf den Kurbelwangen der Hochdruckkurbel waren Schwungräder angebracht, auf denjenigen der Niederdruckkurbel Sperräder für die Drehvorrichtung. Auch diese Anordnung arbeitete unregelmäßig. Die gesamte Bauhöhe ist hier schon sehr beträchtlich: 3850 mm.

Fig. 43.

Luftpumpenmaschine der Panzerkorvette »Oldenburg« (1884).

Die Luftpumpenmaschine für den Kreuzer »Irene«,

Luftpumpenmaschinen.

13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Kriegschiffe																
Kreuzer	U. S. A. Kreuzer New York	Panzer	U. S. A. Kreuzer Columbia	U. S. A. Panzer Alabama	U. S. A. Panzer Kearsarge	U. S. A. Panzer Jowa	russischer Kreuzer Askold	U. S. A. Kreuzer Minneapolis	japanischer Kreuzer Yakumo	russischer Kreuzer Bogatyr	Panzer	Panzer	Panzer	Kreuzer	kleiner Panzer	Kreuzer
2 von je	4 von je	3 von je	3 von je	2 von je	2 von je	2 von je	3 von je	3 von je	2 von je	2 von je	3 von je	3 von je	3 von je	3 von je	2 von je	2 von je
2690	4240	4611	5997	5575	5859	5949	6800	7220	8000	10000	5333	4826	5680	5910	2700	2270
660	813	810	1067	851	851	991	930	1067	950	1030	920	900	920	920	660	660
1020	1194	1300	1499	1295	1295	1397	1440	1499	1450	1530	1440	1440	1440	1450	1020	1020
1600	1829	2 mal 1400	2337	1981	1981	2159	2 mal 1630	2337	2 mal 1560	2 mal 1780	2240	2300	2240	2280	1600	1600
750	1068	950	1067	1219	1219	1219	950	1067	1000	900	1000	950	1000	1000	750	750
68,0	70,0	61,0	60,0	71,0	67,0	67,0	61,0	62,0	75,0	74,0	72,0	66,0	70,0	72,0	68	70
11,9	12,03	14,0	10,36	12,18	12,15	11,0	15,1	10,42	13,35	15,25	13,0	12,1	13,0	13,1	11,99	11,3
142,8	185	116	134	114	113,6	109,5	126	131,1	140	150	115	108,4	110,2	116,2	143	139,5
3,57	4,8	3,67	4,77	4.63	4,61	4,45	3,99	4,66	4,66	4,5	3,83	3,43	3,67	3,87	3,58	3,49
7,17	12,62	11,30	20,44	14,27	14,19	16,28	16,59	19,99	17,8	22,11	15,09	14,24	14,5	15,18	7,19	7,01
2 × 280	2 × 305	2 × 305	2 × 406	2 × 305	2 × 305	2 × 305	2 × 305	2 × 406	2 × 457	2 × 318	2 × 300	2 × 254	2 × 305	2 × 305	2 × 280	210/250/250 Kurbel-Luftp.
2 × 550	2 × 635	2 × 635	2 × 800	2 × 635	2 × 635	2 × 635	2 × 711	2 × 800	2 × 1118	2 × 940	2 × 760	2 × 788	2 × 760	2 × 760	2 × 550	450/450/450
400	457	457	533	457	457	457	457	533	610	381	450	355	450	450	400	400
41	15,7	34	17	25,4	17,1	24	45	13,7	18	16,6	20	26,9	17	24	49	163
0,546	0,238	0,518	0,302	0,387	0,26	0,366	0,686	0,243	0,366	0,211	0,3	0,236	0,255	0,36	0,653	2,17
0,13	0,075	0,164	0,183	0,123	0,082	0,116	0,272	0,122	0,359	0,146	0,136	0,115	0,116	0,163	0,155	0,518
7793	4580	9842	9110	7353	4949,7	6947	16328	7341	21545	8778	8160	6900	6960	9806	9300	31080
3,85	4,33	4,33	3,88	8,43	8,43	4,33	5,43	3,88	6,01	8,74	6,04	9,6	6,21	6,21	3,86	—
330	—	300	—	—	—	—	330	—	360	400	290	290	330	400	330	330
300	—	170	—	—	—	—	220	—	300	350	250	250	320	300	140	140
2,78	—	4,48	—	—	—	—	4,61	—	9,65	5,52	6,8	7,39	5,19	3,6	2,77	2,78
3,85	—	13,9	—	—	—	—	10,5	—	13,6	7,12	9,24	9,95	11,9	6,41	15,4	15,5
84,0	84,9	86,0	83,9	79,1	79,0	80,5	86,0	83,7	90,0	88,0	—	88,4	94,0	81,3	83,0	82,6
Blake	—	Blake	—	Worthington	Blake		Blake	Blake	Weir	Weir	Vulcan	Weir	Blake-	Blake	Blake	Dreizylinder-Dampfmasch.
15,6	9,69	13,6	18.8	8,01	9,116	8.36	14,2	8.39	—	—	—	14,1	—	15,9	16,7	36
2690	4240	4611	5997	5575	5859	5949	6800	7220	—	—	—	4826	—	5910	2700	2270
0,0058	0,0023	0,0029	0,003	0,0014	0 0016	0,0014	0,002	0,0019	—	—	—	0,0029	—	0,0027	0,0062	0,0159
0,0719	—	0,0554	—	—	—	—	—	—	0,159	0.2	0,086	0,1152	0,0804	0,0804	0,108	0,108
1,805	—	2,96	—	—	—	—	—	—	2,26	0,73	1,58	1,00	1,44	2,02	1,44	4,8
55,1	168	68,9	111	116	173	140,3	61	163,8	49,5	153,5	111	123,8	125	93,1	46,4	13,5

Fig. 44.

Luftpumpenmaschine des Kreuzers »Irene«.

Fig. 44, zeigt wieder eine neue Bauart; sie ist eine Dreikurbelmaschine. Die Zylinder haben denselben Durchmesser, aber verschiedenen Hub; der des mittleren Zylinders beträgt nur 380 mm, derjenige der äußeren Zylinder wie auch der Luftpumpen 550 mm. Alle drei Zylinder sind mit Expansionsschiebern versehen, um den Gang der Maschine gut regeln zu können. An jedem Ende der Kurbelwelle befindet sich der Antrieb für eine Lenzpumpe. Neu ist hier, daß die beiden äußeren Kolben je 2 Kolbenstangen haben, die unmittelbar am Tauchkolben angreifen, und daß infolgedessen rückwirkende Pleuelstangen angewandt werden mußten. Der mittlere Kolben hat nur eine Kolbenstange, die durch eine Kurbelschleife auf die Kurbelwelle einwirkt; die verlängerte Kolbenstange trägt unten einen Gabelzapfen, der mit einem Kreuzkopf verbunden ist. Die Pumpenventile sind gewöhnliche Gummiventile mit gewölbtem Klappenfänger.

Auch diese Anordnung ist nicht wieder ausgeführt worden, da sie unregelmäßig arbeitete.

1889 und 1890 wurden die ersten Schnelldampfer »Auguste Victoria« und »Fürst Bismarck« gebaut. Fig. 45 zeigt die für diese Schiffe gewählte Luftpumpenmaschine. Die Höhe ist bedeutend. Auch hier treiben die drei Dampfzylinder die Pumpen mittels Kurbelschleifen an. Die Kolbenstangen sind nach oben durchgeführt und tragen ein Querstück, von dem aus je 2 Pleuelstangen 2 Kurbeln antreiben. Die Kurbeln sind unter 120° versetzt. Die Verteilschieber, als Röhrenschieber ausgebildet, werden durch Hebel und Zugstangen von Exzentern angetrieben, die auf der Kurbelwelle aufgekeilt sind. Außerdem ist noch ein Regulator angebracht, der unmittelbar auf ein Regelventil einwirkt, das in der Dampfleitung zu jedem Zylinder eingebaut ist. Durch besondre Kurbeln an den Enden der Ma-

Fig. 45.

Luftpumpenmaschine der Schnelldampfer »Auguste Victoria« und »Fürst Bismarck«.

schine werden noch 2 Klosettpumpen und 2 Lenzpumpen betätigt. Die Anordnung hat sehr gute Leistungen ergeben, die noch heute eingehalten werden; vergl. Zahlentafel 6

Fig. 46.

Amerikanische Luftpumpenmaschine mit Schwungrad.

In den Vereinigten Staaten von Nordamerika baute man große Luftpumpenmaschinen mit Schwungrad, wie sie Fig. 46 zeigt. Sie hatten aber verschiedene erhebliche Nachteile. Es kam oft vor, daß beim Arbeiten des Schiffes bei Seegang den Luftpumpen kein Wasser zufloß, und dann plötzlich so viel, daß die Pumpe nicht Kraft genug hatte, das Wasser fortzuschaffen. Sie blieb also stehen, und das Maschinenpersonal hatte große Mühe, das Ungetüm wieder in Betrieb zu setzen. Um dem zu entgehen, machte man die Schwungräder möglichst schwer, stellte die Schieber auf volle Füllung ein, ohne Kompression, gab den Dampfkanälen $^1/_{40}$ bis $^1/_{50}$ vom Zylinderquerschnitt und baute dann noch Ventile in die Kanäle ein, so daß man den Querschnitt für Dampfzu- und -abgang regeln konnte. Ein andrer Weg war der, daß man die Schieber mit änderbaren Deckungen versah. Diese Luftpumpenmaschinen wurden aber sehr schwer. Sieht man sich die verschiedenen Diagramme der Luftpumpen an, Fig. 47 bis 73, so ist leicht zu erkennen, daß am Hubende von den Dampfzylindern die größte Arbeit zu leisten ist. Ein gewöhnliches Dampfdiagramm gibt am Hubende einen Druckabfall. Die Dampfverteilung mußte deshalb so eingerichtet werden, daß am Hubende noch ein hoher Druck, ungefähr gleich dem Anfangsdruck, vorhanden war; dann hatte man die Sicherheit, daß die Dampf-

Fig. 47 und 48. Kreuzer »Minneapolis«.

Dampfzylinder.

Pumpenzylinder.

D Deckeldiagramm B Bodendiagramm

Fig. 49 und 50. Kreuzer »New York«.

Vorderer Dampfzylinder.

Hinterer Dampfzylinder.

Dampfdruck 11,82 kg/qcm; 9 $^1/_3$ Uml./min; Vakuum 80,9 vH.

Fig. 51 und 52. »N. Bancroft.«

Dampfzylinder.

76 bis 75 Uml./min; mittl. Ueberdruck 1,43 bis 1,41 kg; Vakuum 87 bis 88,5 vH.

Fig. 53 bis 55.

Schnelldampfer »Kronprinz Wilhelm«.

Versuch in Bremerhaven.
System Weir. Dampfschieber-Dmr. 6".

5 Uml./min.

10 Uml./min.

14,5 Uml./min.

Dampfdruck 18,44 kg. Maßstab 8 mm = 1 kg/qcm.

Kein Vakuum im Kondensator.

Fig. 62 bis 69. Schnelldampfer »Deutschland«.

St.-B.-Luftpumpenmaschine { 2 Dampfzylinder von 457 mm Dmr. / 2 Luftpumpenzylinder » 1118 » » } 610 mm Hub.

Vorderer Dampfzylinder. Hinterer Dampfzylinder.
3,5 mm = 1 kg/qcm.

Pumpenzylinder
15 mm = 1 kg/qcm.

Dampfdruck 15 kg/qcm; Vakuum 85 vH; Uml./min 28
mittlerer Druck 1,56 kg/qcm — mittlerer Druck 1,86 kg/qcm
Leistung 16 PSi — Leistung 19 PSi

Fig. 56 bis 59. Diagramme einer Weir-Luftpumpe von 787 mm Dmr., 356 mm Hub.

Dampfzylinder.

Pumpenzylinder.

Dampfdruck 7,03 kg/qcm; 16 Uml./min; Vakuum 83,5 vH.

Dampfdruck 8,44 kg/qcm; 20 Uml./min; Vakuum 92 vH.

zylinder die Pumpenzylinder weiter betätigten. Was den Dampfverbrauch anbelangt, so kann man die von der Kurbel angetriebene Pumpe sparsamer konstruieren; da aber die Gefahr vorhanden ist, daß bei langsamer Gangart die Pumpe stehen bleibt, so geht durch den dadurch bedingten raschen Umlauf der erreichte Vorteil wieder vollkommen verloren.

Eine direkt angetriebene Pumpe moderner Bauart gebraucht unter gleichen Arbeitsbedingungen lange nicht so viel Kraft wie eine durch Kurbel angetriebene Pumpe. Zahlentafel 7 zeigt Betriebsergebnisse auf älteren amerikanischen Kriegschiffen; sie ist einem im August 1904 im Journal of the American Society of Naval Engineers veröffentlichten Vortrage von F. H. Bailey entnommen.

In Zahlentafel 6 finden sich noch verschiedene Luftpumpenmaschinen neuester Bauart, bei denen zu sehen ist, wie gering der Kraftverbrauch der direkt angetriebenen Luftpumpenmaschinen im Verhältnis zu den durch Kurbel angetriebenen ist; der Koeffizient $\frac{\text{PSi Pumpe}}{\text{PSi Hauptmaschine}}$ ist ∞ 0,0016.

Es war vorher die Rede von den Arbeitsbedingungen

Fig. 60 und 61. Dreischraubenkreuzer »Columbia«.

12½ Uml./min. Vakuum 85,2 vH.

Dampfzylinder.

Pumpenzylinder.

Leistung der beiden Dampfzylinder 16,28 PSi.

Fig. 70 bis 73. »Charleston«.

71 Uml./min; mittl. Druck 1,18 kg/qcm; Vakuum 90,2 vH.

Dampfzylinder.

vorn hinten

Pumpenzylinder.

2 Dampfzylinder von 609 mm Dmr.} 406 mm Hub.
2 Luftpumpenzylinder » 254 » »

Zahlentafel 7.

Name des Schiffes	Antrieb der Luftpumpe	Leistung der Hauptmaschine PSi	Leistung der Pumpen PSi	Verhältnis der Pumpenleistung zur Maschinenleistung	Vakuum vH
Olympia	Kurbel	16850	54,00	0,0032	84,42
San Francisco	»	9581	107,71	0,0112	86,56
Marblehead	»	4863	31,60	0,0065	87,0
Charleston	»	6816	42,85	0,0068	87,3
Castine	»	2128	14,07	0,0066	88,7
Machias	»	1794	17,94	0,0100	86,0
New York	direkt	16947	38,74	0,0023	85,0
Columbia	»	17991	56,44	0,0031	84,3
Minneapolis	»	20386	33,17	0,0016	85,2
Monterey	»	16850	36,53	0,0076	88,3

der Luftpumpenmaschinen. Das Diagramm Fig. 74[1]) veranschaulicht, daß eine direkt angetriebene und mit der heutigen Steuerung versehene Pumpe sicherer arbeiten muß als

Fig. 74

A Dampfdrücke einer direktwirkenden Pumpe von 14,5 Uml./min
B Drücke im dazugehörenden Luftpumpenzylinder
C Dampfdrücke einer Kurbelluftpumpe von 142 Uml./min
D Drücke im dazugehörenden Luftpumpenzylinder

eine mit Kurbelantrieb. Die ausgezogenen Linien geben die Drücke (fortlaufend als Kurve aufgetragen) in einer direkt angetriebenen Pumpmaschine wieder. Es ist ersichtlich, daß die Drücke im Dampfzylinder immer größer sind als im Pumpenzylinder, ein Stillstand also kaum eintreten wird. Die punktierten Diagramme zeigen die Drücke für eine Kurbel-Luftpumpe. Hier werden die Drücke am Ende des Hubes in der Pumpe so groß, daß sie die Drücke im Dampfzylinder bei weitem übersteigen; soll die Pumpe nicht stehen bleiben, so muß eine starke Schwungmasse an der Kurbelwelle dem Dampfkolben vermittels der Triebstangen über jenen kritischen Punkt hinweghelfen.

Alle bisher besprochenen Ausführungsarten sind heute veraltet; sie werden nicht mehr ausgeführt. Die Luftpumpenmaschinen werden jetzt zumeist in Sonderfabriken angefertigt, von denen jede vorzügliche Leistungen erreicht hat. Als solche sind zu nennen: die Blake-Pumpen-Co.; die Fabrik von G. & J. Weir; die Worthington-Pumpen-Co.; M. P. Davidson-Brooklyn; Henry Watson.

Ich will versuchen, an der Hand der mir von den einzelnen Fabriken freundlichst überlassenen Zeichnungen die einzelnen Maschinen zu beschreiben.

Die Blake-Pumpe.

Ueber diese Pumpe ist bereits im Jahrgange 1901 der Zeitschrift »Schiffbau« in einem Aufsatz von Roters berichtet; besonders eingehend ist dort die neue Blake-Simplex-Steuerung besprochen. Nur kurz will ich auf die Hauptpunkte verweisen, um hier ein umfassendes Gesamtbild zu geben. Der Hülfsschieber in Kolbenform ist, damit sein Gewicht bei der stehenden Pumpe nicht störend auf die Schieberbewegung einwirkt, wagerecht gelegt, desgleichen die Schieberkanäle. Der Hauptschieber wird von dem Hülfskolben umfaßt und gesteuert. Der Hülfskolben wird durch einen kleinen Hebel von der Schieberstange aus gedreht, wobei durch passend angeordnete Kanäle im Hülfskolben dessen eine Seite dem Frischdampf geöffnet ist, während die andre mit dem Ausströmraum in Verbindung steht. Der Hülfskolben wird nach der Ausströmseite hinübergedrückt und leitet damit die Dampfverteilung für die betreffende Zylinderseite ein. Die Schieberstange wird vom Balancier aus durch einen Hebel angetrieben; an ihr befinden sich 2 Stellringe, die von einem Anschlage des Hebels, der obere zum Aufgang, der untere zum Niedergang der Schieberstange, betätigt werden. Der Hülfskolben geht also jedesmal von einer Seite zur andern, wenn die Schieberstange aufwärts oder abwärts geht. Die Dampfkanäle werden an ihrer Ausmündung in den Dampf-

[1]) aus Journal of the American Society of Naval Engineers, August 1894.

zylinder oben oder unten vom Dampfkolben, nachdem er die Totlage fast erreicht hat, verschlossen; dann stehen nur die entsprechenden Hülfsdampfkanäle ganz an den Zylinderenden mit der Dampfzu- oder abführung in Verbindung, bewirken also, daß der Dampf langsam ein- oder ausströmt. Im letzteren Falle wird hierdurch die Kolbenbewegung verlangsamt; es tritt Kompression ein, die verhindert, daß der Kolben am Hubende an den Deckel oder Boden schlägt. Um die Kompression zu regeln, sind die Hülfskanäle mit einem Ventilchen, dem sogenannten Kompressionsventil, versehen, das den Hülfskanal mit dem Hauptkanal verbindet. Die Dampfkanäle in den Hülfskolben sind derart ausgebildet, daß sie während des ganzen Hubes Dampf hinter den Kolben bringen. Kurz vor Hubende wird der Schieber rasch umgesteuert, und das Spiel beginnt von der andern Seite. Mit den Stellringen und den Kompressionsventilen kann die Steuerung sehr rasch und leicht geregelt werden, so daß höhere oder niedrigere Umlaufzahlen erreicht werden können.

Die Blakeschen Luftpumpen haben in ihrer älteren Bauart Fuß-, Kolben- und Kopfventile, deren Form in dem Abschnitt »Ventile« besprochen ist.

Die Pumpenzylinder erhalten entweder bronzene Einsätze oder werden ganz aus Bronze hergestellt; ebenso bestehen die Ventilsitze und Ventilklappenfänger aus Bronze. Meistens werden Gummiventile verwendet, jedoch liefert

Fig. 75 bis 79. Neuere Luftpumpenmaschinen der Blake-Pumpen-Co., Hamburg.

Fig. 75 und 76.

Fig. 77.

Fig. 78.

die Fabrik auf Wunsch auch Kinghorn-Ventile. Die Ventilfedern bestehen aus Phosphorbronze, die Kolben aus Gußeisen oder Bronze, je nach Bestellung. Die Kolben erhalten nachstellbare Packung und bronzene Liderungsringe.

Die Figuren 75 bis 79 zeigen moderne Luftpumpenmaschinen der Blake-Pumpen-Co. in Hamburg; ihre Abmessungen gibt Zahlentafel 8.

Die erste Pumpe ist für ein Torpedoboot ausgeführt worden, die letzte für den Passagierdampfer der Hamburg-Amerika Linie »Kaiserin Auguste Victoria«, der beim Vulcan in Stettin im Bau ist. Die Abbildungen zeigen die zweckentsprechende Form der einzelnen Teile; Erleichterungslöcher sind angebracht, um unnützes Gewicht zu vermeiden.

Neuerdings baut die Blake-Pumpen-Co. leichte Blake-Simplex-Pumpen, Fig. 80, die ebenfalls in dem erwähnten Aufsatze im »Schiffbau« beschrieben sind. Diese Pumpe hat keine Fußventile und ist doppeltwirkend; ähnlich wie bei der auf S 1934 beschriebenen Luftpumpe für die amerikanischen Torpedoboote, Fig. 10 bis 12, liegt der Saugraum als ringförmiger Kanal in der Mitte des Zylinders. Der Tauchkolben überschreitet den Kanal bei seinem Hin- und Hergang und drückt das Wasser durch die Druckventile oben und unten in den Druckraum. Der schädliche Raum zwischen Kolben und Druckventilen ist möglichst beschränkt, wodurch ein hoher Nutzeffekt erreicht wird. Die Dampfzylinder werden als Zwillingszylinder oder auch als Verbundzylinder angeordnet; in letzterem Falle sind die beiden Dampfzylinder hintereinander geschaltet und durch Rohrleitungen verbunden. Die beiden Pumpen arbeiten vollständig regelmäßig hintereinander, indem sie beide gleich viele Hübe machen. Jede der Pumpen kann aber für sich allein gebraucht werden, und die Verbindung beider Dampfzylinder kann in kurzer Zeit ausgeschaltet werden Die Blake-Luftpumpenmaschinen werden in den Abmessungen der Zahlentafel 9 ausgeführt.

Fig. 79

Mit der in dieser Uebersicht aufgeführten ersten Pumpe sind im Beisein von Vertretern der amerikanischen Marine und verschiedener Werften und Reedereien Versuche angestellt worden, die bewiesen haben, daß sie für eine Maschinenanlage von 2000 PS_i genügt, wenn sie 60 Umläufe i. d. Min. macht; bei 80 Umläufen genügt sie für 3000 PS_i. Das Vakuum betrug im ersten Falle 90 vH, im zweiten 88 vH[1]).

Fig. 80.

Leichte Blake-Simplex-Pumpe.

In der Regel wird man diese Luftpumpenmaschine entsprechend dem Versuch 1 nur für eine stündliche Dampfmenge von 13 000 kg/st verwenden.

An Bord der großen Zweischraubendampfer sichert man sich stets ein genügendes Vakuum, indem man von der einen Pumpe verlangt, daß sie bei Zusammenbruch der andern

Zahlentafel 8.

	Fig. 75 und 76	Fig. 77	Fig. 78	Fig. 79
Dmr. der Dampfzylinder mm	2 mal 230	230/360	2 mal 805	2 mal 350
» » Pumpenzylinder »	2 » 560	2 mal 505	2 » 760	2 » 815
Hub . . . . »	330	800	450	535
Pumpenareal / Zylinderareal	5.92	4.8 u. 1,9	6,2	5,42
Gewicht . . . . kg	2080	—	—	6780
ausreichend für eine Maschinenanlage von PS_i	8500	2000	6000	8350

Zahlentafel 9.

Durchmesser H des Hochdruckzylinders mm	Durchmesser N des Niederdruckzylinders mm	Durchmesser L des Luftpumpenzylinders mm	Hub mm	reicht aus für Maschinen bis PS_i	kondensiert Dampf kg/st	verbraucht Dampf kg/PS_i-st	$\frac{H^2 \frac{\pi}{4} + N^2 \frac{\pi}{4}}{2 L^2 \frac{\pi}{4}}$	$N^2 \frac{\pi}{4} : H^2 \frac{\pi}{4}$
150	225	250	200	2000	18 000	6.5	0.58	2,25
1[illegible]0	805	85[illegible]	250	4000	25 000	6.25	0.512	2,58
200	305	405	800	5000	30 000	6.00	0,4	2,3
225	855	455	8[illegible]0	6000	36 000	6,00	0,426	2,5
250	405	510	400	8000	48 000	6 00	0.435	2 6
805	505	610	450	12 000	72 000	6,00	0,468	2,7

[1]) s. die Schrift der Blake-Pumpen-Co.: Leistungsversuche mit einer vertikalen Blake-Simplex-Luftpumpe, Januar 1901.

für die Steuerbord- und Backbord-Maschinenanlage zusammen ausreicht, wobei aber noch ein Vakuum von mindestens 80 vH gehalten werden muß. Auf dem Reichspostdampfer »Kiautschou« war ein Kolben der Luftpumpe gebrochen. Die Luftpumpenmaschine arbeitete mit einem Zylinder weiter; sie machte 25 Umläufe und hielt das Vakuum auf 90 vH. Vergleicht man die Anzahl der Umläufe während des regelrechten Betriebes, so findet man in Zahlentafel 6 20 Umläufe und 90 vH Vakuum. Die Maschine ist also sehr gut bemessen.

Während des Betriebes an Bord des Panzerschiffes Nr. 26 (Zahlentafel 6) war die Luftpumpe des B. B.-Maschinenraumes unklar geworden. Um die betreffende Hauptmaschine zusammen mit dem Kondensator im Betriebe zu belassen, wurde die Luftpumpe des hinteren Maschinenraumes so eingeschaltet, daß sie das Kondensat des hinteren und des B. B.-Kondensators in den hinteren Warmwasserkasten zu drücken hatte. Die Ergebnisse vor und nach dem Einschalten waren folgende:

Zahlentafel 10.

Saugschieber ganz geöffnet		vor dem Einschalten	nach dem Einschalten
Uml./min der Luftpumpe B. B.		18	—
» » » hinten		19	24
Leistung der Luftpumpe B. B.	PSi	9,5	—
» » » hinten	»	9,9	15,4
Vakuum im Kondensator B. B.	kg/qcm	0,91	0,87
» » » hinten	»	0,89	0,87
Leistung der Hauptmaschine B. B.	PSi	3412	3412
» » » hinten	»	3640	3640

Man sieht also, daß das Vakuum kaum gefallen ist.

(Fortsetzung folgt.)

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 14. November 1905.

Bergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Korte. Schriftführer: Hr. Fischer.

Anwesend 29 Mitglieder und 9 Gäste.

Hr. Dietrich spricht über moderne Massentransportanlagen.

Darauf berichtet Hr. Fischer über einen Fall aus seiner Revisionspraxis.

Ein Zweiflammrohrkessel üblicher Konstruktion, im Jahre 1897 für 7 at Betriebsdruck erbaut, von 2300 mm Dmr., 8000 mm Länge, 2,45 qm Rostfläche und 78,15 qm Heizfläche stand zur laufenden amtlichen inneren Untersuchung und Wasserdruckprobe bereit. Bei der inneren Untersuchung zeigte sich der Kessel in allen seinen Teilen sehr gut erhalten. Die amtliche Wasserdruckprobe — es war die erste regelmäßige — sollte am gleichen Tage vorgenommen werden. Der Druck sollte mittels einer kleinen Handpumpe auf 10,5 at Ueberdruck gebracht werden. Er stieg sehr langsam bis auf 8,5 at; dann gab es einen starken Knall, in demselben Augenblick ging der Zeiger am Manometer auf null zurück, und das Wasser ergoß sich in die Feuerzüge. Es mußte also irgendwo ein Bruch entstanden sein. Nachdem das Mauerwerk entfernt war, zeigte sich der vierte Mantelschuß in der Nietung nach außen durchgebogen; ein Riß konnte aber noch nicht festgestellt werden. Erst bei der inneren Untersuchung des Kessels fand sich, daß das nach innen eingebogene Ende des Mantelschusses der ganzen Länge nach aufgerissen war. Der Riß ging durch die Nietlöcher. Um die Ursache dieses plötzlichen Aufreißens festzustellen, wurden in der Nähe des Risses Blechstreifen in Längs- und Querfaser herausgekreuzt und auf dem Blechwalzwerk von Schulz-Knaudt in Essen untersucht. Die Zerreißproben ergaben eine Festigkeit von 35 bis 37 kg/qmm und eine Dehnung von 22 bis 25 vH. Ebenso hatten die Kalt- und Warmbiegeproben günstige Ergebnisse, so daß das Material als gut angesprochen werden konnte. Die Ursache des Aufreißens mußte also anderswo gesucht werden. Da der Riß durch die Nietlöcher verlief, da ferner von den Nietlöchern aus feine kurze Haarrisse in das volle Blech gingen, so wurde mit Recht angenommen, daß die Nietlöcher nicht gebohrt, sondern gestanzt worden seien. Aus dem Vorstehenden folgert der Redner, daß man möglichst darauf dringen sollte, daß die Nietlöcher durch und durch gebohrt oder, wenn sie bei kleinen Blechstärken gestanzt sind, zum mindesten nachgerieben werden.

Alsdann berichtet Hr. Breidenbach über die Tätigkeit der Maschinen- und Kleineisenindustrie-Berufsgenossenschaft in Düsseldorf und gibt folgende Zusammenstellung über das Anwachsen der Geschäfte in den 20 Jahren des Bestehens der Berufsgenossenschaft. Es betrug ungefähr:

	am 31. Dezember 1886	am 31. Dezember 1904
die Zahl der Betriebe	3 000	7 000
» » » versicherten Personen	61 000	181 000
die anrechnungsfähige Lohnsumme	50 539 000	206 452 000 ℳ

Es sind an Entschädigungen gezahlt worden:

im Jahre 1885/86	210 000 ℳ
» » 1904	2 532 000 »

In den verflossenen 20 Jahren sind 23 Mill. ℳ an Umlagebeiträgen aufgebracht, worin enthalten sind:

Entschädigungen	17 Mill. ℳ
Reservefonds	3 » »
Kosten der Unfalluntersuchung und der Feststellung der Entschädigungen, der Unfallverhütungen, Schiedsgerichts- und Beschwerdekosten, laufende Verwaltungskosten usw.	3 » »

Am 25. Oktober fand ein Ausflug des Bezirksvereines nach Benrath behufs Besichtigung der Pumpstation des Elberfelder Wasserwerkes und der in Ausführung begriffenen Wassergewinnungsanlagen statt, woran sich 45 Herren beteiligten. Die Führung hatten die Herren Wasserwerksdirektor Müller und Runge übernommen. Das Wasser wird im wesentlichen aus Sickerkanälen gewonnen, die sich neben den vorhandenen Brunnen hinziehen und mit ihnen verbunden sind. Die Kanäle weisen gegenüber bisher bekannten Sickeranlagen die bedeutsame Neuerung auf, daß die Seitenwandungen, soweit sie im Bereiche der wasserführenden Erdschichten liegen, aus einer Reihe von I-Eisen bestehen, die, von oben eingerammt, etwas Spielraum zum Durchlassen des Wassers haben. Die Eisenwände haben neben ihrer Eigenschaft, reichliche Wassermengen durchzulassen, den großen Vorteil, daß sie gleichzeitig die bei andern Sickerkanälen notwendigen Spundwände überflüssig machen.

Eingegangen 8. November 1905.

Elsaß-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 21. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr Rohr. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend 42 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Dogny berichtet über die Hauptversammlung in Magdeburg.

Darauf spricht Hr. Berner über die Fortleitung des überhitzten Dampfes[1].

Schließlich wird über das Rundschreiben betreffend die amtliche Ueberwachung elektrischer Starkstromanlagen und die zu diesem Zwecke zu erlassenden Polizeiverordnungen beraten.

Eingegangen 9. und 16. November 1905.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 13. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Knoevenagel.
Schriftführer: Hr. Fehrenberg.

Anwesend 46 Mitglieder und 18 Gäste.

Hr Stack spricht über die neue Städtische Badeanstalt in Hannover. Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten beraten.

[1]) s. Z. 1904 S. 473.

Sitzung vom 7. April 1905
in Gemeinschaft mit dem Hannoverschen Bezirksverein deutscher Chemiker und dem Hannoverschen Elektrotechniker-Verein.

Vorsitzender: Hr. Knoevenagel.
Schriftführer: Hr. Barttlingck.

Anwesend 47 Personen.

Hr. Lux spricht über den Frahmschen Geschwindigkeitsmesser[1]).

Eingegangen 13. November 1905.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 23. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Döderlein. Schriftführer: Hr. Goedecker.

Anwesend 39 Mitglieder und 10 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Dinge spricht Hr. Stahl über Eisenbahnfragen, insbesondere über die Sicherungen des Eisenbahnbetriebes. Er bespricht kurz die Entwicklung der Lokomotiven und erörtert die Sicherheitsmaßregeln, die an Lokomotiven und Wagen getroffen werden, um die Züge gegen Betriebstörungen zu sichern. Alsdann wendet er sich der Ausnutzung der Betriebsmittel zu.

Solange die Betriebsmittel nur innerhalb des eigenen Netzes einer Eisenbahnverwaltung Verwendung finden, müssen die jährlichen Kilometerleistungen der einzelnen Fahrzeuge verhältnismäßig gering sein. Deshalb sind die Eisenbahnverwaltungen übereingekommen, die Personenwagen auf die benachbarten Linien übergehen zu lassen, um sie besser auszunutzen zu können. Die Wagen laufen in dieser Weise z. B. von Hook von Holland nach Mailand, von Berlin nach Basel usw.; die einzelnen Verwaltungen rechnen dabei mittels sogenannten Naturalausgleichs ab. Die Lokomotiven können mit Rücksicht auf ihre Unterhaltung keine so weite Strecken zurücklegen, doch gehen sie jetzt auch auf fremde Linien über. So verkehren die württembergischen Lokomotiven auf der Strecke Stuttgart-Karlsruhe, die badischen auf der Strecke Mannheim-Heilbronn.

In gewissem Sinne besteht somit bei den deutschen Eisenbahnverwaltungen jetzt schon eine Art Betriebsmittelgemeinschaft. Eine solche kann aber ihre volle Bedeutung erst dann erlangen, wenn auch wirklich eine Gemeinsamkeit des gesamten Fahrparkes der einzelnen Verwaltungen vorhanden ist. Wie unwirtschaftlich die Eisenbahnverwaltungen unter den derzeitigen Verhältnissen arbeiten, kann man daraus ersehen, daß ein beladener, nach Königsberg bestimmter badischer Wagen nach seiner Heimat leer zurücklaufen muß, da er von der fremden Verwaltung nicht beladen werden darf. Ebenso wird ein auf seinem Wege nach Hannover in Kassel schadhaft gewordener Wagen einfach umgeladen und nur soweit wiederhergestellt, daß er lauffähig ist, da die übrige Ausbesserung der Eigentümerin überlassen wird. Es ist deshalb zurzeit nicht möglich, die Güterwagen rein nach dem Verkehrsbedürfnis zu verwenden, und sie werden verhältnismäßig wenig ausgenutzt. In gleicher Art erweist sich die Ausnutzung der Personenwagen und der Lokomotiven als ungenügend, wenn auch hier die Verhältnisse weniger ungünstig liegen. Nur eine Betriebsmittelgemeinschaft könnte in dieser Hinsicht Abhülfe schaffen.

In dieser Erkenntnis wird auf Anregung der württembergischen Verwaltung die Frage einer solchen Gemeinschaft geprüft. Hierfür sollte ursprünglich die auf der Heidelberger Ministerkonferenz vom 29. September 1905 geschaffene Grundlage maßgebend sein, wonach die Gemeinschaft die vielseitigste Verwendung der sämtlichen Betriebsmittel ermöglicht hätte. Diese sollten unbekümmert um ihre Landesabzeichen nur mit Rücksicht auf ihre zweckmäßige Ausnutzung laufen. Auch der Werkstättenbetrieb und die Materialbeschaffung sollten in die Gemeinschaft einbezogen werden.

Es ist klar, daß durch eine solche Betriebsmittelgemeinschaft unnütze Leerfahrten vermieden werden können; auch läßt sich dadurch dem Wagenmangel vorbeugen, oder er kann auf ein bescheidenes Maß zurückgeführt werden. Aufgabe des in Aussicht genommenen Gemeinschaftsamtes wäre es gewesen, über die Verwendung des Fahrparkes nach einheitlichen Gesichtspunkten und in Uebereinstimmung mit dem vorliegenden Bedürfnis zu verfügen. Dem Gemeinschaftsamt wäre aber noch die weitere Aufgabe zugefallen, die Betriebsmittel zu beschaffen und außerdem über die Unterhaltung der Betriebsmittel und des Werkstättenbetriebes sowie über die Beschaffung des Materiales abzurechnen und die Kosten nach bestimmten Grundsätzen auf die einzelnen Verwaltungen zu verteilen.

Es ist gewiß keine leichte Aufgabe, eine derartige Betriebsmittelgemeinschaft der deutschen Eisenbahnen durchzuführen, da es nicht einfach ist, einen Maßstab für die Kostenverteilung aufzustellen, und die Lösung der Frage auch durch politische Bedenken beeinträchtigt werden kann. Hier handelt es sich aber um eine Frage von außerordentlich großer wirtschaftlicher Bedeutung, der gegenüber Sonderbestrebungen zurücktreten müssen. Schon durch die Zerrissenheit des deutschen Bahnnetzes, die auf das einseitige Vorgehen der Einzelstaaten beim Ausbau ihrer Linien zurückzuführen ist, ist das deutsche Nationalvermögen ungemein beeinträchtigt worden; eine weitere schädliche Einbuße erleidet es aber täglich durch die Vielgestaltigkeit der Betriebsleitung. Nur durch die Betriebsmittelgemeinschaft läßt sich dem abhelfen und ein großes jetzt totes Kapital für die deutsche Volkswirtschaft vorteilhafter verwenden, als es unter den bisherigen Verhältnissen möglich ist.

Eine Betriebsmittelgemeinschaft in dem vorgeführten Umfange scheint indessen zurzeit wenig Aussicht zu haben. Die bayrische Regierung hat neue Vorschläge gemacht, die auf einer Konferenz am 11. und 12. Oktober in Berlin beraten worden sind. Danach soll der bisherige Plan wesentlich eingeengt werden, indem sich die Gemeinschaft nur auf die Güterwagen zu beschränken hätte.

Der Redner bespricht im weiteren Verlauf seines Vortrages die Aufstellung von Fahrplänen und die Gestaltung der Sicherungseinrichtungen für den Zugverkehr; insbesondere geht er auf die elektrische Streckenblockung von Siemens & Halske näher ein.

Eingegangen 1. November 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 7. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Rohrbach, später Hr. Baetz.
Schriftführer: Hr. Runge.

Anwesend 20 Mitglieder und 21 Gäste.

Hr. Scherenberg aus Dresden spricht über die Dampfturbinen nach Brown, Boveri-Parsons. Er erläutert Entwicklung, Konstruktion und Betrieb der Parsons-Turbine und führt Beispiele ihrer Anwendung vor.

Eingegangen 30. Oktober 1905.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 2. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Kießelbach. Schriftführer: Hr. Vierow.

Anwesend rd. 300 Personen.

Hr. Hase aus Hagen spricht über den Bau der Jungfraubahn[1]).

Eingegangen 9. November 1905.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 10. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Weyland. Schriftführer: Hr. Rothe.

Anwesend 21 Mitglieder und 2 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß das Vereinsmitglied Fr. Pöpcke gestorben ist. Die Versammlung erhebt sich zu Ehren des Verschiedenen von den Sitzen.

Darauf berichtet der Vorsitzende über die Hauptversammlung in Magdeburg. Alsdann werden die Wahlen zum Vorstande, zu den Ausschüssen und zum Vorstandsrat vollzogen.

Des weiteren berichtet Hr. Wels über die Beratung der Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungsmaschinen.

Schließlich spricht Hr. Schramm über Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen, 2. Teil: Dampfmaschinen[2]).

[1]) Z. 1904 S. 1580.

[1]) s. Z. 1904 S. 1713.
[2]) Vergl. Z. 1905 S. 490.

Er bespricht die Ermittlung der einzelnen Werte bei der Untersuchung einer Dampfmaschine. Besondern Wert legt er bei einer Garantieprüfung der Zeitdauer bei, während deren die zu untersuchende Maschine bereits im Betrieb gestanden hat. Um jeden Einwand, die Maschine sei noch nicht eingelaufen, oder aber sie sei bereits teilweise abgenutzt, zu vermeiden, überläßt man es am besten dem Lieferanten den Versuchszeitpunkt anzuberaumen.

Die in den Garantiebedingungen vorgesehene Belastung zu erzielen, ist nicht immer leicht; deshalb sollten lieber die Füllung und der Verbrauch für verschiedene Leistungen gewährleistet werden. Die Zwischenbelastungen werden dann proportional bewertet. Die richtige Belastung zu ermitteln, ist Sache von Vorversuchen bei Eintritt in die maßgebende Prüfung muß diese Frage bereits erledigt sein.

Beim Beginn des Versuches muß die Maschine im Beharrungszustand sein. Für die Kraftstöße sind durch die Normen ± 15 vH als Grenze festgesetzt. Diese Verallgemeinerung hat häufig ihr Mißliches; es empfiehlt sich deshalb, die gestattete Abweichung je nach dem besondern Zweck der Maschine jedesmal festzulegen. Als Gesamtabweichung sind ± 7,5 vH angegeben. Werden also für mehrere Belastungen Zahlen gefordert, so empfiehlt es sich, diese etwa in Abständen von 15 vH anzunehmen.

Bei gleichbleibender Belastung ist die Umlaufzahl leicht zu ermitteln, bei wechselnder schwer, ja mitunter auch mit den feinsten Geräten überhaupt nicht. Bei unveränderlicher oder nur wenig schwankender Belastung genügt es, die Umlaufzahl durch einen zuverlässigen Hubzähler festzustellen. Dessen Angaben sind aber nicht, wie die Normen vorschreiben, stündlich abzulesen, sondern der Vortragende pflegt dies alle 10 Minuten zu tun. Der Unterschied der einzelnen Umlaufzahlen ist in erster Linie für die Versuchsdauer maßgebend, die von den Normen bei einer vollen Garantieprüfung auf 10 st festgesetzt ist. Nach der Anschauung des Redners ist diese Dauer viel zu lang bemessen und steht auch in gewissem Widerspruch zu Nr. 38 der Normen, wonach bei Versuchen über einen vollen Arbeitstag die erste und die letzte Betriebstunde ausgeschaltet werden sollen, also doch auch die beiden der Mittagspause benachbarten Stunden. In vielen Fällen ist eine bestimmte Stetigkeit für die Brauchbarkeit einer Maschine wichtig; besonders die zulässige Aenderung der Umlaufzahl bei plötzlicher Be- und Entlastung sollte öfter, als es geschieht, festgelegt und geprüft werden.

Bei der Verwendung des Indikators weist der Vortragende darauf hin, daß falsche, und zwar zu geringe, Ergebnisse erhalten werden können, wenn die Bohrungen zu eng oder die Rohrzuführungen zum Indikator zu lang oder zu scharf gebogen sind. Die Indikatorfedern werden am sichersten in ihrem eigenen Indikator kurz vor und nach dem Versuch an dem Dampfkessel des untersuchten Betriebes geeicht.

Zur Bestimmung des Dampfverbrauches bemerkt der Redner, daß der Dampf nicht in der gleichen Beschaffenheit in die Maschine tritt, wie er erzeugt wurde, und daß auch seine Menge geringer ist. Der Unterschied stellt die Rohrverluste dar, die genau ermittelt und von den Ergebnissen des Verdampfungsversuches in Abzug gebracht werden müssen. In erster Linie sind die Verluste an Menge zu bestimmen, die in Form von Kondensationswasser auftreten. Letzteres wird durch Wasserabscheider, die in die Dampfleitung eingebaut sind, vom Dampf getrennt und Kondensationstöpfen zugeführt. Aber keine Wasserabscheidung ist voll befriedigend. Auch die Kondensationstöpfe, die das abgeschiedene Wasser ausstoßen sollen, haben ihre Tücken. Gar zu leicht setzen sie sich fest, und wenn sie ausstoßen, so wird nie Wasser allein, sondern stets auch Dampf mit herausgelassen. Das Wasser selbst ist wärmer als 100° und demnach nicht ohne weiteres wägbar; es muß vielmehr in Kühlschlangen abgekühlt werden, und dieses Verfahren bringt neue Fehler in die Beurteilung, da bei starker Kühlung die Bildung von Kondensationswasser vermehrt wird. Alle diese Einflüsse sind bei der Beurteilung der Rohrverluste von Bedeutung; in die Prüfung der Maschine selbst spielen sie nicht hinein, da ihr nur die übrigbleibende Menge als Dampf, und zwar als wasserfreier, angerechnet wird. Den Dampfverbrauch durch Wägen des in einer Oberflächenkondensation niedergeschlagenen Dampfes zu messen, hat der Vortragende nur einmal neben der Ermittlung der Speisewassermenge versucht, aber ohne Erfolg, da über 10 vH des zu kondensierenden Dampfes durch Verdunstung verloren gingen.

Die Beschaffenheit des Dampfes ist durch seine Spannung und seine Temperatur gegeben. Die Spannung wird durch Manometer an der Maschine, richtiger aber aus den Indikatordiagrammen festgestellt; die Temperatur wird bei überhitztem Dampf mit geeichten Glasthermometern gemessen, die in einem Meßröhrchen stecken, das in die Dampfleitung kurz vor deren Eintritt in die Maschine bis zur Strommitte eingesetzt und mit schwer siedendem Oel, Weichlot oder Zinn (je nach der Temperatur des Heißdampfes) gefüllt ist.

Diesen Erörterungen war der einfachste Fall zugrunde gelegt, daß nämlich von dem Dampfkessel nur eine Dampfleitung ausgeht, die ohne Abzweige zu der zu prüfenden Maschine führt. Der Redner weist aber auf die Schwierigkeiten hin, die entstehen, wenn Abzweigungen vorhanden sind, die während des Versuches abgeflanscht werden müssen. Dann ist es wegen der Bildung von Kondensationswasser durchaus nicht gleichgültig, wo man die Leitungen abflanscht. Schließlich sind auch manchmal Zweigleitungen vorhanden, die gar nicht abgeflanscht werden dürfen, weil sie zur Dampfpumpe oder zum Injektor führen, der den Versuchskessel speist.

Ein Injektor ist theoretisch die beste Vorrichtung zum Speisen des Dampfkessels bei einem Dampfverbrauchversuch, da er die Wärme des ihm zugeführten Dampfes dem kalt zu wägenden Speisewasser mitteilt, dieser Betriebsdampf also nicht verloren geht. In der Praxis ist ein Injektor jedoch bei Versuchen zu verwerfen. Von den geringfügigen Strahlungsverlusten kann noch abgesehen werden. Von großem Einfluß aber sind die Mengen des Schlabberwassers, das, in den Saugbehälter zurückgeführt, das Speisewasser häufig soweit erwärmt, daß es vom Injektor nicht mehr angenommen wird.

Der Dampfverbrauch einer Dampfpumpe, die aus dem Versuchskessel gespeist wird, muß durch Niederschlagen und Abwägen bestimmt werden. Sofern nur irgend ausführbar, wird man stets die Dampfpumpe von einem zweiten Kessel aus betreiben oder aber mit einer Maschinen- oder Transmissionspumpe speisen. Beachtenswert sind die Unterschiede im Kraft- oder Dampfverbrauch bei einer der üblichen schwungradlosen Dampfpumpen und bei den maschinell betriebenen Pumpen, besonders Transmissionspumpen mit verstellbarem Hub, die dauernd arbeiten können.

Der Dampfverbrauch wird gewöhnlich im Zusammenhang mit dem Indikatorversuch bestimmt, da es üblich ist, den Dampfverbrauch für 1 PSi-st zu gewährleisten. Das reine Ergebnis dieser beiden Versuche hat jedoch noch keinen Wert für den Maschinenbesitzer; insbesondre gibt es keinen Maßstab für die Wertschätzung der Maschine, da nur die effektive Leistung den aus der Maschine gezogenen Nutzen darstellt.

Die Normen sagen: »Eine strenge Ermittlung der Nutzleistung ist nur mittels der Bremse möglich.« Das ist zwar richtig, Bremsen sind jedoch nicht immer verwendbar, und so ist es denn Sitte geworden, Leerlaufdiagramme zu entnehmen und den Unterschied zwischen der indizierten Arbeit und der Leerlaufarbeit als effektive Leistung zu bezeichnen. Das ist allerdings nicht streng richtig, reicht aber für die praktische Beurteilung meist vollkommen aus. Die Lagerdrücke müssen bei der belasteten Maschine größer sein als bei der leerlaufenden, die Reibungsarbeit muß deshalb zunehmen, und doch hat der Vortragende bei einer ganzen Reihe von gleichzeitigen Brems- und Indikatorversuchen nie einwandfrei beobachten können, daß der Unterschied der beiden Arbeitswerte bei steigender Maschinenbelastung anstieg; mitunter sank er sogar, ein Zeichen, daß die Veränderung der Leerlaufarbeit kleiner ist als die unvermeidlichen Beobachtungsfehler.

Zu Bremsversuchen benutzt man den Pronyschen Zaum oder das Brauersche Bremsdynamometer. Der Zaum ist nur bei kleinen Leistungen verwendbar, und seine Benutzung ist nicht ungefährlich; die Brauersche Bandbremse ist wesentlich leichter anzubringen und zu handhaben, sie bedarf keiner Wasserkühlung, ist dauerhafter, leichter und insbesondre weit ungefährlicher. Aber auch sie ist nur in engen Grenzen verwendbar. Bei größeren Leistungen bleibt nur noch die Ermittlung durch Messen eines von der Versuchsmaschine erzeugten elektrischen Stromes. Aber der Wirkungsgrad des die Dynamos antreibenden Riemens und des Dynamoankers müssen genau bestimmt und in die Rechnung eingeführt werden. Jedenfalls ist die elektrische Belastung in noch selteneren Fällen durchführbar als die Bremsung, und somit bleibt für die meisten Fälle die rechnerische Ermittlung der Nutzleistung der alleinige Ausweg.

Die bisherigen Ausführungen bezogen sich auf Leistungsversuche im engeren Sinn, und für diese allein sind die Normen eigentlich aufgestellt worden. Aber schon die Normen halten den gezogenen Umkreis nicht scharf inne, insofern sie die Umdrehungsschwankungen bei wechselnder Belastung in die Reihe der Beobachtungen aufnehmen. Nach Ansicht des Redners gehört dies zwar mit zur Untersuchung einer Dampfmaschine, aber dann gehört auch noch eine ganze Reihe andrer

Beobachtungen dazu. Auch auf diese weisen die Normen in einer Anmerkung hin und sagen dabei: »Die Rücksicht auf Dauerhaftigkeit und Betriebsicherheit bestimmen in erster Linie den hier anzulegenden Maßstab.« Dieser Ausführung tritt der Vortragende nicht bei. Die Beurteilung der Konstruktion ist ebenso wenig Sache des Versuchsleiters wie Untersuchungen, ob die betreffende Maschinenart für den jeweiligen Betrieb geeignet ist. Derartige Beurteilungen müssen vielmehr dem Ankauf vorangehen.

Der Versuchsleiter soll aber auch noch die folgenden Punkte beachten: Die Maschine muß in allen Teilen wagerecht und zentrisch verlegt sein. Soweit dies bei der fertig aufgestellten Maschine zu prüfen ist, muß es mit der Wasserwage geschehen. Werden Anzeichen mangelhafter Aufstellung gefunden, so sind Zylinderdeckel, Kolben und Kolbenstange abzunehmen und die Maschine auszuschnüren. Riemen und Seile müssen glatt und ohne zu schlagen laufen, müssen also die richtige Spannung haben, und der Antrieb muß mit der Transmission parallel und in gleicher Ebene liegen. Die Maschine muß ohne Schlag arbeiten. Die Lager müssen kühl laufen; Exzenterbügel dürfen höchstens handwarm werden. Der Oelverbrauch ist hierbei zu messen und darf eine normale Höhe nicht übersteigen. Alle lösbaren Verbindungen, Schrauben und Keile, müssen so gesichert sein, daß sie sich von selbst nicht lockern können. Der Regulator muß glatt und ohne Zwang auf seiner Spindel laufen. Wird er von Hand während des Ganges aus seiner Höhenlage gedrängt, so muß er nach wenigen Schwingungen leicht und willig in die vorherige Lage zurückkehren. Der Kolben muß dampfdicht im Zylinder laufen. Die Prüfung erfordert, daß der Zylinderdeckel abgenommen wird; die Untersuchung durch die geöffneten Schlammhähne ist nicht genügend. Menge und Temperatur des Kondensationswassers sind bei dem Versuch festzustellen. Je nach den gegebenen Wasserverhältnissen ist entweder ein hohes Vakuum oder eine gute Ausnutzung des Einspritzwassers zu fordern.

All die vorher erwähnten Punkte können nach Ansicht des Vortragenden nicht schematisch geprüft werden. Je nach der Größe der Maschine, ihrer Umlaufzahl, ihrem Verwendungszweck, ihrer Güte und dem dadurch bedingten Anschaffungspreis müssen die Forderungen erhöht oder herabgesetzt werden, wenn man zu einer gerechten Beurteilung gelangen will. Die Normen sehen vor, daß, wenn keine andern Vereinbarungen getroffen sind, die Zusage noch als erfüllt anzusehen ist, wenn die ermittelte Zahl bis 5 vH ungünstiger ist als die gewährleistete. Dann kann unter Umständen die ganze Lieferung für den Abnehmer wertlos sein, und deshalb ist dringend zu raten, beim Abschluß von Lieferverträgen jedesmal die zulässige Abweichung festzulegen. Der übliche Satz in den Verträgen: »Die Versuche werden nach den Normen ausgeführt«, führt den Käufer gewöhnlich nicht auf die Vermutung, daß die Normen Bestimmungen enthalten, die seine Ansprüche einschränken.

Da aber die Normen diese Bestimmung aufgenommen haben, so hätte nach Ansicht des Vortragenden auch eine weitere Platz finden müssen, was nämlich geschehen soll, wenn der Versuch nicht die Erfüllung der Garantie nachweisen konnte. Die Zurückweisung einer Maschine auf Grund einer unbefriedigenden Prüfung ist technisch nicht gerechtfertigt und auch juristisch nicht zulässig, wie aus mehreren Prozessen hervorgeht. Eine Wiederholung der Prüfung schädigt den Maschinenkäufer durch die entstehenden Kosten und durch die Störung seines Betriebes; auch ihr kann demnach nicht das Wort geredet werden. Deshalb ist mit dem Auftrag zweckmäßig folgende Bedingung zu verknüpfen: Bei Nichterfüllung der Garantie steht dem Lieferanten eine so und so lange Frist zur Verbesserung seiner Maschine und dann die Forderung einer zweiten Garantieprüfung zu, die von beiden Seiten als endgültig ausschlaggebend anerkannt wird. Ferner sind auch Abmachungen über die Kürzung der Kaufsumme bei verminderter Leistung zu treffen.

Eingegangen 8. November 1905.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 13. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Veith. Schriftführer: Hr. Neufeldt.

Anwesend 24 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Marine-Baumeister Ilgen spricht über Sirocco-Ventilatoren[1]).

[1]) Vergl. Z. 1901 S. 1510.

Die Flügelräder der Sirocco-Ventilatoren haben den Flügelrädern der gewöhnlichen Ventilatoren gegenüber eine geringe radiale Länge, eine große axiale Breite und eine sehr große Flügelzahl. Vergleicht man nur Ventilatoren mit gleich großen Eintrittquerschnitten, so ergibt sich, daß der gewöhnliche Flügelradventilator einen etwa doppelt so großen Durchmesser wie der Sirocco-Ventilator hat; denn bei diesem ragen die Schaufeln in den Lufteintrittquerschnitt hinein, so daß die Luft am äußeren Rand auch noch axial in die Schaufeln treten kann. Der äußere Durchmesser der Flügelradventilatoren wird im allgemeinen etwa doppelt so groß genommen wie der innere. Entsprechend dem geringeren äußeren Durchmesser bei gleicher Eintrittgeschwindigkeit der Luft ist trotz der großen axialen Breite der Schaufeln der Sirocco-Ventilator erheblich leichter als der Flügelradventilator. Z. B. wiegt ein Sirocco-Flügelrad von 890 mm Dmr. 107 kg, ein gewöhnliches Flügelrad von gleichem Eintrittquerschnitt für gleiche Leistung 251 kg, also mehr als das Doppelte. Das zum Sirocco-Ventilator gehörige Gehäuse wiegt 472 kg, das für den Flügelradventilator 910 kg.

Man könnte nun annehmen, daß diese große Gewicht- und Raumersparnis, die den Sirocco-Ventilator gerade für die Verwendung auf Schiffen geeignet erscheinen läßt, durch entsprechend höhere Umlaufzahlen erreicht sei, so daß bei größeren Ausführungen z. B. der Antrieb durch Dampfmaschinen ausgeschlossen wäre und nur noch Elektromotoren oder Dampfturbinen in Frage kämen. Das ist aber nicht der Fall, sondern der Sirocco-Ventilator leistet mit einer nur um 20 bis 30 vH größeren Umlaufzahl das Gleiche wie der Flügelradventilator von doppeltem Durchmesser. Daher ist es möglich, auch für große Sirocco-Ventilatoren Dampfmaschinen zu nehmen. Es bleibt zu erklären, wie der Sirocco-Ventilator mit viel kleinerer Umfangsgeschwindigkeit imstande ist, dasselbe zu leisten wie der Flügelradventilator.

Die Flügelform spielt dabei keine Rolle. Die Firma White, Child & Beney in London, die Fabrikantin der Sirocco-Ventilatoren, welche die einzelnen Ausführungen in etwa achtjährigen Versuchen ausgebildet hat, macht die Schaufel für jeden Durchmesser gleich und ganz unabhängig von der Umlaufzahl und dem Ueberdruck, gegen den die Ventilatoren zu arbeiten haben. Nur die axiale Länge wird geändert, und zwar wird die Schaufel umso länger, je größer bei bestimmter Umlaufzahl die verlangte Luftmenge ist. Aus der Länge der Schaufeln erklärt sich auch die erforliche geringere Umfangsgeschwindigkeit.

Die als ein geschlossener Zylinder in das Rad eintretende Luft muß sich fächerartig spalten, und die einzelnen, mit großer Geschwindigkeit axial strömenden Luftteilchen müssen scharf rechtwinklig abgebogen werden, um durch die Schaufeln treten zu können. Die Luft ist aber gegenüber einem plötzlichen Richtungswechsel, wie man auch von Versuchen mit strömender Luft in Kanälen weiß, sehr widerspenstig und träge; es bilden sich Wirbel, und es ist ein bestimmter Ueberdruck erforderlich, um eine gewisse Luftmenge zu zwingen, ihre Richtung zu ändern. Je größer nun die Geschwindigkeit der Luft ist, desto größer wird auch der erforderliche Ueberdruck, der beim Ventilator nur durch Vergrößerung der Zentrifugalkraft, d. h. der Umfangsgeschwindigkeit, geleistet werden kann. Wenn man aber die Geschwindigkeit der Luft verringert, indem man das Rad axial vergrößert, so wird auch der Ueberdruck für die Richtungsänderung der Luft geringer, d. h. die Umfangsgeschwindigkeit des Rades kann kleiner werden. Mit der Verkleinerung der axialen Länge der Schaufeln sinkt bei sonst gleichen Verhältnissen die Luftförderung ganz erheblich, wie durch Versuche festgestellt worden ist.

Es wurde ein Ventilator von 800 mm Dmr. einmal so, wie er geliefert war, beobachtet, und dann, nachdem durch Umlegen eines Blechbandes ein Viertel der axialen Schaufelbreite abgedeckt und das Gehäuse entsprechend umgebaut war. Die Luftförderung sank, wenigstens für größere Leistungen, auf weniger als die Hälfte. Für die rechtwinklige Ablenkung der Luft zum Durchtritt durch die Schaufeln ist übrigens der an der Hinterfläche des Rades angebrachte Kegel sehr günstig.

Auch sonst hat man schon erkannt, daß eine axiale Vergrößerung der Schaufeln eine Verkleinerung der Durchmesser gestattet. So führt z. B. die Kunstwerkerhütte vorm. R. W. Dinnendahl in Steele ihre Kapell-Ventilatoren mit größerer axialer Schaufelbreite aus, als es für gleichbleibende Luftgeschwindigkeit beim Durchtritt durch das Rad erforderlich wäre. Dafür braucht die axiale Breite nur gleich 1/4 des inneren Durchmessers zu sein. Bei den Dinnendahl-Ventilatoren ist daher der äußere Durchmesser lange nicht doppelt so groß wie der Durchmesser am Eintritt, und dieser Ventilator hält daher die Mitte zwischen Flügelrad- und Sirocco-Ventilator. Es ist

bekannt, daß mit den Dinnendahl-Ventilatoren sehr gute Wirkungsgrade erzielt werden, und es wird stets von den jeweils zur Verfügung stehenden räumlichen Verhältnissen abhängen, welche dieser drei Arten den Vorzug verdient, da auch der Wirkungsgrad des Sirocco-Ventilators zufriedenstellend ist.

Es bleibt noch die Notwendigkeit der großen Schaufelzahl zu erklären. Wenn der Sirocco-Ventilator nur die geringe Anzahl Schaufeln wie ein Flügelradventilator hätte, dann hätte bei der geringen radialen Länge der Schaufeln die Luftschicht, die von einer Schaufel in Umdrehung versetzt werden muß, gegenüber ihrer geringen radialen Dicke eine unverhältnismäßig große tangentiale Breite. Die Luftschicht kann nur durch den tangentialen Schaufeldruck gezwungen werden, an der Umdrehung teilzunehmen, und dieser Druck würde die gekrümmte Scheibe gewissermaßen auf Knicken beanspruchen; die schmale Schaufel würde die Luft durchschneiden und Wirbel erzeugen, anstatt sie in Umdrehung zu versetzen. Um dies zu vermeiden, muß die tangentiale Ausdehnung der Luftscheibe verkleinert werden, und das geschieht durch Vermehrung der Schaufelzahl. Dadurch wächst allerdings der Reibungswiderstand für den Durchtritt der Luft durch das Rad, und damit erklärt sich, daß der Wirkungsgrad des Sirocco-Ventilators im allgemeinen etwas unter dem des Flügelradventilators bleibt.

Des weiteren bespricht der Vortragende vergleichende Versuche mit einem Sirocco-Ventilator von 890 mm Dmr. und einem gewöhnlichen Flügelradventilator von gleichem Eintrittquerschnitt und 1750 mm äußerem Durchmesser, sowie eine Reihe von sehr günstigen Versuchen mit mehreren kleineren Sirocco-Ventilatoren. Schließlich gibt er die Abmessungen und Leistungen der größten bisher ausgeführten Sirocco-Ventilatoren an.

Darauf führt Hr. Neufeldt einen Geschwindigkeitsmesser für Lokomotiven vor. Das Gerät wird vom Rade des Fahrzeuges angetrieben und zeichnet auf einem Papierstreifen mittels einer durch ein Uhrwerk angetriebenen Stechvorrichtung die Geschwindigkeit sowie die zurückgelegte Wegstrecke auf. Die augenblickliche Geschwindigkeit wird durch einen Zeiger angegeben.

Alsdann berichtet der Vorsitzende über die Hauptversammlung in Magdeburg.

Eingegangen 7. November 1905.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Franzius. Schriftführer: Hr. Köhler.

Anwesend 46 Mitglieder und 6 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß der Bezirksverein in verhältnismäßig kurzer Zeit drei seiner ältesten Mitglieder, die Herren Gahlen, Schmermund und Tomson, durch den Tod verloren hat. Die Genannten haben sich seinerzeit als Vorstandsmitglieder um das Wohl des Bezirksvereines in anerkennenswerter Weise verdient gemacht. Zum ehrenden Gedenken der Verstorbenen erheben sich die Anwesenden von ihren Sitzen.

Darauf erstattet der Vorsitzende Bericht über die Hauptversammlung in Magdeburg und Thale.

Alsdann spricht Hr. Heilmann (Gast) aus Magdeburg über die Entwicklung der Lokomobilen von R. Wolf in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht. Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

Bücherschau.

Lasthebemaschinen. Ein Hand- und Hülfsbuch für den Konstruktionstisch. An Hand einer Sammlung ausgeführter Konstruktionen für Schule und Praxis bearbeitet von Prof. W. Pickersgill, Dipl.-Ing. Mit 161 Textabbildungen und einem Atlas von 32 lithographierten Tafeln. Stuttgart 1905, Konrad Wittwer. Preis des Textbandes geh. 10 M, geb. 11,50 M, des Tafelbandes geb. 6,50 M.

Das Werk soll nach dem Vorwort »ein kurzes, alles für die Mittelschule notwendige Material enthaltendes Hülfsbuch für ein Lehrfach darstellen, das an den Fachschulen aller Grade dazu herangezogen wird, die Schüler bezw. die Studierenden in das selbständige Entwerfen und Konstruieren einzuführen«. Die sechs Abschnitte enthalten: Maschinenteile, Winden, Krane mit Handbetrieb, Kraftbetrieb der Hebemaschinen (elektrische, mit Dampf und hydraulisch betriebene Hebemaschinen), Flaschenzüge und Zahlentafeln über die Hauptabmessungen, Gewichte und Raddrücke von elektrisch betriebenen Dreimotoren-Laufkranen und von Motorwinden. Bei der Behandlung des mechanischen Teiles der Hebemaschinen schließt sich der Verfasser im allgemeinen an das Werk von Ernst, »Hebezeuge«, auf das auch vielfach verwiesen ist, an. Zweckmäßigerweise sind der Besprechung der vollständigen Maschinen die Konstruktionselemente vorangestellt. Die Berechnungsverfahren werden an zahlreichen passend gewählten Beispielen aus der modernen Praxis, die durch Wiedergabe der Konstruktionszeichnungen dargestellt sind, erörtert. Dabei wird besonderer Wert auf die Feststellung der gewählten Materialbeanspruchung und der Erfahrungskoeffizienten gelegt. Diese Art der Darstellung ist zur ersten Einführung in das Konstruieren zweifellos recht geeignet. Vorteilhaft wäre es hier noch, an einzelnen Beispielen nacheinander verschiedene Entwurfsannahmen zu behandeln und dadurch auf die Wichtigkeit von gründlich durchgeführten Vergleichen beim Entwerfen hinzuweisen. Leider ist dies unterlassen.

Die immer wiederholten Berechnungen der Räderübersetzungen könnten etwas gekürzt und dafür die Grundzüge der Berechnung der eisernen Träger auf Biegung und Schub etwas ausführlicher aufgenommen werden.

Die Behandlung der elektrisch betriebenen Hebemaschinen ist nicht ausreichend genug, manchmal unklar und auch mit einzelnen Irrtümern behaftet. Allerdings sagt der Verfasser hierüber: »Ein näheres Eingehen auf den elektrotechnischen Teil der bei Kranen und Winden in der Neuzeit benutzten Einrichtungen verbietet sich hier durch das dieser Arbeit gesteckte Ziel und durch den angestrebten Zweck derselben, der in der Hauptsache nicht über die Darbietung genügender Unterlagen für den Schüler und Studierenden sowie für den Anfänger überhaupt bei seinen Entwürfen hinausgehen soll.« Demgegenüber ist darauf hinzuweisen, daß bei den modernen Konstruktionen der mechanische und der elektrische Teil ein einheitliches Ganze bilden und somit der Konstrukteur des maschinellen Teiles der elektrisch betriebenen Winden seine Aufgabe nur dann befriedigend lösen kann, wenn er in die eigenartigen Verhältnisse bei elektrisch betriebenen Hebemaschinen tiefer eingedrungen ist. Sonst ist z. B. eine zweckmäßige, den modernen Anforderungen genügende Konstruktion der Bremsen völlig unmöglich. In der Tat begnügt sich der Verfasser sogar bei den mechanischen Bremsen, bezüglich einer kritischen Betrachtung auf Ernsts »Hebezeuge« zu verweisen, selbst ohne die verschiedenen Systeme scharf zu kennzeichnen. Auch die infolge der gesteigerten Anforderungen des Schnellbetriebes auftretenden Konstruktionsschwierigkeiten werden nicht genügend hervorgehoben. Der Mangel ist um so auffälliger, als gerade diese Punkte heute in der Praxis eine große Rolle spielen und daher anderweitig in der technischen Literatur wiederholt besprochen sind.

Bei den Portalkranen wären Zeichnungen des Windwerkes sowie eine Berechnung der Eisenkonstruktion für den Anfänger wertvoller als die ausführlichen Erörterungen über den Stromverbrauch. Hebemaschinen mit Dampf- und hydraulischem Betriebe sind durch einzelne Konstruktionen aus der neuesten Zeit vertreten.

Der Verfasser sucht bei seinen Darlegungen, soweit angängig, den Leser vom Besondern zum Allgemeinen zu führen. Dem darf wohl zugestimmt werden. Dagegen glaube ich nicht, daß der Studierende, der »eine Reihe von Sonderfällen eingehend kennen gelernt hat, von selbst zu einem allgemeinen Ueberblick über den Hebezeugbau gelangt«. Ebensowenig teile ich den Standpunkt des Verfassers, »daß es Sache des persönlichen Interesses ist, sich mit den heute

nicht mehr zur Anwendung gelangenden Konstruktionen bekannt zu machen«, völlig. Es scheint mir, daß auch in der Lehre des Maschinenbaues neben einer sorgfältigen kritischen Besprechung der modernen Konstruktionseinzelheiten eine großzügige entwicklungsgeschichtliche Behandlung wohl am Platz und für ein tieferes Eindringen recht vorteilhaft ist. Dazu sind allerdings Konstruktionszeichnungen von veralteten Ausführungen häufig weniger geeignet als übersichtliche Skizzen. Uebrigens wird auch sonst vielfach an Hand von Skizzen das Wesentliche der Anordnungen namentlich dem Anfänger klarer und verständlicher als an ausgeführten Konstruktionszeichnungen, die durch die Masse der Einzelheiten leicht ablenkend und verwirrend wirken.

Der Atlas, der eine große Zahl von deutlich wiedergegebenen Ausführungszeichnungen moderner Konstruktionen enthält, ist mit dem beschreibenden Text beim Konstruieren in den Schulen gut verwendbar. Dabei ist zu bedauern, daß die Auffindung des zu den Zeichnungen gehörigen Textes nicht durch ein Figurenverzeichnis mit Texthinweisen erleichtert ist. Vielleicht entschließt sich die Verlagsbuchhandlung, ein solches noch nachträglich beizufügen. Die Ausstattung des Werkes ist gut. Rau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Auslese aus meiner Unterrichts- und Vorlesungspraxis. Von Dr. H. Schubert. 1. Bd. Leipzig 1905, G. J. Göschensche Verlagsbuchhandlung. 239 S. 8° mit 17 Fig. Preis 4 ℳ.

Der Verfasser, Lehrer der Mathematik, gibt für verschiedene Kapitel seines Lehrgebietes Vereinfachungen und übersichtlichere Gestaltung der Beweise und der Darstellungsart, die er in langjähriger Amtstätigkeit erprobt hat.

Die Selbstkostenberechnung industrieller Betriebe. Von F. Leitner. Frankfurt a/M. 1905, J. D. Sauerländers Verlag. 134 S. 8°. Preis 3 ℳ.

Der Inhalt des Buches scheint mehr für den Kaufmann als für den Ingenieur bestimmt zu sein, denn die technische Seite der Selbstkostenberechnung ist wenig oder gar nicht berücksichtigt; z. B. ist der Verfasser auf die verschiedenen Arten der Material- und Lohnermittlung nicht eingegangen. Im übrigen merkt man dem Inhalt an, daß der Verfasser das Gebiet durchaus beherrscht. Wünschenswert wäre es gewesen, wenn er die Kritik von neuen Vorschlägen und schlechten Einrichtungen etwas mehr zurückgedrängt hätte, damit die Grundzüge deutlicher hervorgetreten wären. Auch die häufige Anwendung von Fremdwörtern: z. B. kumulative Berechnung und Verteilung der Betriebskosten, wäre besser unterblieben.

Die Gerichtsverhandlungen über die Gelsenkirchener Typhusepidemie im Jahre 1901. Mit einem Anhang: Die Bedeutung des Jahres 1901 für die Wasserwerke. Sonderabdruck aus dem Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung. Von E. Grahn. München und Berlin 1905, R. Oldenbourg. 79 S. 4° mit 7 Fig. Preis 3 ℳ.

Taschenbuch für Ingenieure. Abteilung I: Mathematik; Abschnitt I. Von Dr. R. Grimshaw. Hannover 1905, Gebrüder Jänecke. 200 S. 8° mit Figuren. Preis 4 ℳ.

Der Herausgeber beabsichtigt, durch Zerlegen des Inhaltes in mehrere Abteilungen oder Abschnitte ein »wirkliches Taschenbuch« für den Techniker zu schaffen und dickleibige unhandliche Bücher zu vermeiden.

Festschrift zur Vollendung der Lokomotive Nr. 5000 der Lokomotivfabrik Krauß & Comp. Aktien-Gesellschaft, München und Linz a/D. 60 S. mit vielen Figuren.

Das vorliegende, geschmackvoll ausgestattete Album gibt einen Ueberblick über den gewaltigen Aufschwung, den das von Georg Krauß, ehemaligem Obermaschinenmeister der Schweizerischen Nordostbahn, am 17. Juli 1866 gegründete Unternehmen bis heute genommen hat. Die Fertigstellung der Lokomotive Nr. 5000 liegt bereits etwas zurück; am Ende des Jahres 1904 hat die Zahl der abgelieferten Lokomotiven schon 5220 betragen, und diese stattliche Zahl beweist, welch großer Anteil der Kraußschen Fabrik an der Entwicklung des deutschen Lokomotivbaues zuzumessen ist. Den wesentlichen Inhalt des Werkes bilden die Beschreibungen der drei Lokomotivfabriken in München Südbahnhof, München Hauptbahnhof und Linz a/D. sowie ihrer Erzeugnisse.

Hochbaukunde. Von H. Daub. Leipzig und Wien 1905, Franz Deuticke. I. Teil: Baustoffe. 240 S. 8° mit 283 Fig. Preis 5 ℳ.

Desgl. II. Teil: Träger, Stützen, Mauern, Decken, Dächer. 351 S. mit 1083 Fig. Preis 8 ℳ.

Desgl. III. Teil: Stiegen, Türen, Fenster, Abfuhr der Abfallstoffe, Vorbauten, Heizung, Lüftung, Fundamente, Holzbau, Eiserner Fachwerksbau. 134 S. mit 404 Fig. Preis 3,50 ℳ.

Desgl. IV. Teil: Bauführung. 124 S. Preis 3,50 ℳ.

Beitrag zur Theorie der Betoneisenträger. Von Dr. M. Milankovitch. Wien 1905, Lehmann & Wentzel (Paul Krebs). 18 S. mit 2 Fig.

Wichtige Beziehungen zwischen den Spannungen und den Abmessungen von Eisenbetonquerschnitten und deren Anwendung. Unter Berücksichtigung des Ministerialerlasses vom 16. April 1904 über die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten. Von E. Turley. Berlin 1905, Tonindustrie-Zeitung. 15 S. 4° mit Figuren. Preis 1 ℳ.

Lehrbuch der Gewerbe-Hygiene. Von Dr. J. Rambousek. Wien und Leipzig 1906, A. Hartlebens Verlag. 135 S. 8° mit 64 Fig. und 3 Taf. Preis 5 ℳ.

Das Buch soll vor allem als Lehrbuch für gewerbliche Lehranstalten dienen. Es hat den Zweck, in knapper Kürze, ohne Voraussetzung medizinischer oder hygienischer Kenntnisse, über den ganzen Stoff der Gewerbehygiene systematisch zu orientieren, dem Lehrer den Unterricht, dem Schüler die Auffassung zu ermöglichen und so die Gewerbehygiene auch als Mittelschuldisziplin lehrbar und lernbar zu machen.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Aufbereitung. Blömeke, C. Ueber die amerikanischen Erz-Aufbereitungsverfahren nach dem Richardsschen Aufbereitungs-Lehrbuche. [aus »Metallurgie«] Halle 1905. W. Knapp. Preis 5 ℳ.

— Mauerhofer, Jos. Mitteilungen aus der Praxis des Schlämmverfahrens am gräflich Wilczekschen Dreifaltigkeitsschachte in Poln.-Ostrau. Mähr.-Ostrau 1905. J. Kittl. Preis 2 ℳ.

Bergbau. Fillunger. Bericht über die für das Jahr 1903 durchgeführten Erhebungen betr. die Betriebseinrichtungen des Ostrau-Karwiner und des Roßitzer Steinkohlenrevieres unter besondrer Rücksichtnahme auf die Schlagwetter- und Kohlenstaubgefahr. Mähr.-Ostrau 1905. J. Kittl. Preis 9 ℳ.

Chemie, Chemische Industrie. Eder, Jos. Maria. Ausführliches Handbuch der Photographie. 1. Tl.: Geschichte der Photographie. 3. Aufl. Halle 1905. W. Knapp. Preis 12 ℳ.

— Lunge, Dr. Georg. Chemisch-technische Untersuchungsmethoden. Mit Benutzung der früheren von Dr. Friedrich Böckmann bearbeiteten Auflagen, und unter Mitwirkung zahlreicher Fachgelehrter. Fünfte, vollständig umgearbeitete und vermehrte Auflage. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 26 ℳ.

— Porath, Rich. Die Brennerei in der Praxis. Kyritz 1905. Bunzlau, G. Kreuschmer. Preis 3 ℳ.

— Sauvageon, Marius. Four électrique à marche continue pour la fabrication du verre et autres produits métallurgiques similaires. Paris 1905. Dunod & Pinat. Preis 2,50 ℳ.

Dampfkraftanlagen. Bestimmungen, allgemeine polizeiliche, über die Anlegung von Dampfkesseln, vom 5. VIII. 1890, über die Prüfung der Maschinisten auf Flußdampfschiffen und Dampfbarkassen, vom 1. VII. 1899, und über die Anmeldung der auf Flußdampfschiffen beschäftigten Maschinisten, vom Februar 1884. 9. Aufl. Hamburg 1905. Eckardt & Meßtorff. Preis 0,30 ℳ.

— Dampfkessel-Explosionen, Die, während des Jahres 1904. Bearbeitet im kaiserl. statistischen Amt. [aus Vierteljahrsheften zur Statistik des Deutschen Reiches] Berlin 1905. Puttkammer & Mühlbrecht Preis 1 ℳ.

— Grundsätze für die Prüfung von Schweiß- und Flußeisen zum Bau von Dampfkesseln. (Würzburger Normen 1905) Gemäß den Beschlüssen der Delegierten- und Ingenieurversammlungen des internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine am 17. und 18. II. 1905 in Amsterdam und am 23. VI. 1905 in Kassel 9. Aufl. Hamburg 1905. Boysen & Maasch. Preis 0,40 ℳ.

— Pullen, W. W. F. Steam engineering: A treatise on boilers, steam, gas and oil engines, and supplementary machinery usw. 3. Aufl. Manchester 1905. The Scientific Publishing Co. Preis 4,80 ℳ.

— Report of the Engineering Standards Committee on the effect of temperature on insulating materials. London 1905. Crosby, Lockwood & Son. Preis 6 ℳ.

— Smith, Robert H. Commercial economy in steam and other thermal power plants as dependent upon physical efficiency, capital charges, and working costs. With numerous diagrams by H. Malcolm Hodson. London 1905. Archibald Constable & Co. Preis 26,80 ℳ.

— Teiwes, Karl. Umsteuerung einer Dampfmaschine mittels Kulisse. [aus »Kohle und Erz«] Kattowitz 1905. G. Siwinna. Preis 1 ℳ.

Druckerei. Bauer, Alb. Die Einrichtung des chemigraphischen Ateliers in Buchdruckereien. Nürnberg 1905. Leipzig: G. Hedeler. Preis 1 ℳ.

— Gottlieb, Siegm. Praktische Anleitung zur Ausübung der Heliogravüre. Halle 1905. W. Knapp. Preis 1,50 ℳ.

Eisenbahnwesen. Bahnmeister, Der. Handbuch für Bau- und Erhaltungsdienst der Eisenbahnen. 1. Bd.: Heß, Ludw. Theoretische Hülfslehren für die Praxis des Bau- und Erhaltungsdienstes der Eisenbahnen. 2 Heft. II. Hälfte. Geometrie. 1. und 2. Aufl. Halle 1905. W. Knapp. Preis 3,80 ℳ.

— Grippon-Lamotte, L. Historique du réseau des chemins de fer français. Les six grandes compagnies. Paris 1905. Dunod & Pinat. Preis 7,50 ℳ.

— Lake, Charles S. The world's locomotives. A digest of the latest locomotive practice in the railway countries of the world. London 1905. P. Marshall. Preis 13 ℳ.

Elektrotechnik. Bernard, Louis. Das Elektrizitätswerk. Erläuterungen für Gemeinden über Errichtung und Betrieb kleinerer Elektrizitätswerke in den österreichischen Alpenländern. Wien 1905. R. v. Waldheim. Preis 4,50 ℳ.

— Biscan, Wilh. Die Bogenlampe. Physikalische Gesetze, Funktion, Bau und Konstruktion derselben. 2. Aufl. Leipzig 1905. O. Leiner. Preis 2 ℳ.

— — Die Dynamomaschine. 10. Aufl. Leipzig 1905. O. Leiner. Preis 2 ℳ.

— Bottone, S R. Wireless telegraphy and Hertzian waves. 3. Aufl. London 1905. Whittaker. Preis 3,60 ℳ.

— British Standard Specifications for telegraph material. London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 14 ℳ.

— Dubois, Paul. Des supports en bois utilisés dans la construction des lignes électriques. Paris 1905. Dunod & Pinat. Preis 3,50 ℳ.

— Hache. Der heutige Stand der elektrischen Beleuchtungstechnik. [aus »Kohle und Erz«] Kattowitz 1905. G. Siwinna. Preis 1 ℳ.

— Hedges (Killingworth). Modern lightning conductors. London 1905. Crosby, Lockwood & Co. Preis 7,20 ℳ.

— Keßler, Jos. Grundriß der Naturlehre für Werkmeisterschulen mechanisch-technischer und elektrotechnischer Richtung. Wien 1905. F. Deuticke. Preis 2,80 ℳ.

— Lindner, Max. Schaltungsbuch für Schwachstromanlagen. 6. Aufl. Leipzig 1905. Hachmeister & Thal. Preis 2 ℳ.

— Nodon, Albert. Les clapets électrolytiques. Paris 1905. Dunod & Pinat. Preis 4 ℳ.

— Rodet, J. Berechnung der Leitungen für Mehrphasenströme. 2. Aufl. Leipzig 1905. O. Leiner. Preis 2,75 ℳ.

— Schindler, K. Der Erdschluß elektrischer Anlagen, seine Entstehung, Wirkung, Folgen, Aufsuchung, Beseitigung und seine Beziehung zum Kurzschluß. Leipzig 1905. O. Leiner. Preis 1,50 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Note sur l'éclairage des voitures de chemins de fer au moyen du bec à incandescence par le gaz dit »bec renversé«. Von Chapsal. (Rev. gén. Chem. de Fer Nov. 05 S. 346/61* mit 1 Taf.) Bericht über die Anwendung von hängendem Gasglühlicht zur Beleuchtung der Wagen der französischen Ostbahn. Anordnung der Laternen und Beschreibung des Preßgaswerkes.

Bergbau.

Der Bergbau auf der Lütticher Weltausstellung. Von Herbst. Forts. (Glückauf 18. Nov. 05 S. 1429/40* u. 25. Nov. S. 1457/67*) Förderung. Wetterführung und Beleuchtung. Forts. folgt.

Noteworthy shaft sinking at Detroit. (Iron Age 16. Nov. 05 S. 1300/01*) Die Arbeiten waren dadurch besonders erschwert, daß man das hölzerne Schachtgerüst mit Beton abdichten mußte, um das Eindringen von Wasser und Schwefeldämpfen zu vermindern.

Nouvelle machine d'extraction à vapeur des charbonnages de Sacré-Madame (Belgique). Von Ramakers. (Génie civ. 11. Nov. 05 S. 17/18* mit 1 Taf.) Liegende Zwillingsmaschine mit Ventilsteuerung von 1050 mm Zyl.-Dmr. und 1600 mm Kolbenhub für 7 at Ueberdruck und 50 Uml./min bei 14 m/sk Fördergeschwindigkeit.

Die Förderung mit Treibscheibe. Von Baumann. (Glückauf 25. Nov. 05 S. 1467/70*) Der Verfasser sucht auf rechnerischem Wege den Nachweis zu führen, daß die Förderung mit ungefütterter Treibscheibe und halber Umschlingung des Seiles auch für kleinste Teufen anwendbar ist.

Parachute formant frein à vis système Henrard. Von Mamy. (Génie civ. 18. Nov. 05 S. 42/43*) Die Sperrbacken werden durch ein Schraubengetriebe gegen die Führungen gepreßt. Das Getriebe wird durch Rollen betätigt, die beim Bruch des Förderseiles durch Federn gegen die Führungen gedrückt werden.

Brennstoffe.

Some observations on oil burners. Von Smith. (Am. Mach. 25. Nov. 05 S. 623/24*) Mitteilung von Betriebserfahrungen mit verschiedenen Düsenanordnungen bei einem und demselben Brenner, anschließend an den in Zeitschriftenschau v. 28. Okt. 05 u. f. erwähnten Aufsatz.

Dampfkraftanlagen.

The Harder gas furnace. (Iron Age 16. Nov. 05 S. 1298/99*) Gasfeuerung mit Vorwärmung von Luft und Gas, eingebaut unter einem Wasserrohrkessel. Die Feuerung ist insbesondere für Generatorgas bestimmt.

Kesselexplosion. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 22. Nov. 05 S. 451/53*) S. Zeitschriftenschau v. 2. Dez. 05.

The new Weehawken Railroad terminal power plant. (Eng. Rec 11. Nov. 05 S. 553/57*) Das dargestellte Kraftwerk enthält zwei Dampfdynamos von je 750 und zwei von je 400 KW Leistung. Die liegenden Corliss-Dampfmaschinen sind von der Westinghouse-Gesellschaft gebaut. Ausführliche Darstellung der Anlage.

Eisenbahnwesen.

Efforts de traction, double traction et stabilité. Von Herdner. (Rev. gén. Chem. de Fer Nov. 05 S. 309/45*) Theoretische Erörterungen über die Beziehungen zwischen Zugkraft und Verteilung der Lasten bei Eisenbahnzügen unter Berücksichtigung des Einflusses der Kupplungen und Bremsen.

Der augenblickliche Stand der Berliner Schnellbahnpläne. Schluß. (Deutsche Bauz. 25. Nov. 05 S. 566/69*) S. Zeitschriftenschau v. 2. Nov. 05.

Die Eisenbahnen Siams. Schluß. (Zentralbl. Bauv. 25. Nov. 05 S 588/90*) Unterbau und Oberbau.

Four-cylinder compound locomotive for the Paris, Lyons and Mediterranean Railway. Von Hanbury. (Engng. 24. Nov. 05 S. 704/06* mit 1 Taf.) Die von Schneider & Co. in Creuzot gebaute 3/5-gekuppelte Lokomotive hat 221,2 qm Heizfläche, 8 qm Rostfläche, 16 at Dampfüberdruck, 340 und 550 mm Zyl.-Dmr., 650 mm Kolbenhub und 69,6 t Betriebsgewicht.

Ten-wheel coupled locomotive for the Great Western Railway of Argentina. Constructed by Messrs. Robert Stephenson & Co., Limited, Engineers, Darlington. (Engng. 24. Nov. 05 S. 693*) 5/6-gekuppelte Güterzuglokomotive von 495 mm Zyl.-Dmr., 712 mm Kolbenhub, 227 qm Heizfläche, 3,35 qm Rostfläche und 79,5 t Betriebsgewicht.

Unusual foundations at the Hoboken terminal of the Lackawanna R. R. (Eng. Rec. 11. Nov. 05 S. 546/47*) Darstellung des Vorganges beim Bau des neuen Bahnhofes, der 14 Gleise und 9 Bahnsteige von 210 m Länge erhalten soll. Der Bahnhof ruht zum großen Teil auf Holzpfeilern.

Amerikanische Wechselstrombahnen. Von Eichel. Forts. (El. Bahnen u. Betr. 24. Nov. 05 S. 629/31*) Die mit Einphasenstrom betriebene Strecke der Bloomington, Pontiac and Joliet Railway.

Westinghouse-Lokomotive. (El. Bahnen u. Betr. 24. Nov. 05 S. 631/32*) Wechselstrom-Versuchslokomotive für die schwedischen Staatsbahnen.

Congress of Swedish Engineers. III. Von Westerberg. (El. World 11. Nov. 05 S. 815/18*) Bericht über die Versuchsbahn mit Einphasenstrombetrieb in Schweden.

Ein 75 PS-Gleichstrom-Bahnmotor für Hochspannung. Von Rikli-Kehlstadt. (Schweiz. Bauz. 25. Nov. 05 S. 263/66*) Der für 1000 mm Spurweite, 1500 V Spannung und 430 Uml./min gebaute Motor hat 440 mm Anker-Dmr., 220 mm Ankerbreite, 53 Anker-

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 8 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

nuten und 265 Kollektorsegmente bei 360 mm Kollektor-Dmr. Versuchsbericht.

Electric equipment and reconstruction of the New York terminal lines and Grand Central Station, New York Central and Hudson River R. R. (Eng. News 16. Nov. 05 S. 499/509*) Die Arbeiten umfassen die Umwandlung des Dampfbetriebes in elektrischen Betrieb, den Umbau des Hauptbahnhofes, die Erweiterung der Gleisanlagen, Anlage von neuen Tunneln usw.

Elektrische Beleuchtung von Personenwagen nach dem gemischten Betrieb. Von Dick. (Z. f. Elektrot. Wien 26. Nov. 05 S. 702/07*) Allgemeines über Zugbeleuchtungen mit Akkumulatoren und Dynamomaschine und Beschreibung der Einrichtungen des Verfassers, verwendet von den Oesterreichischen Siemens-Schuckert-Werken.

Eisenhüttenwesen.

La métallurgie à l'Exposition de Liége. Von Guillet. (Génie civ. 11. Nov. 05 S. 18/22* u. 18. Nov. S. 39/42) Ausstellung bemerkenswerter Guß- und Schmiedestücke; Stahlsorten, auf elektrometallurgischem Wege und durch übliche eisenhüttenmännische Verfahren gewonnen. Forts. folgt.

Dry air for blast furnaces. (Iron Age 16. Nov. 05 S. 1292/94) Auszüge aus einigen Vorträgen auf dem Kongreß für Berg- und Hüttenwesen zu Lüttich: von Lodin über das Trocknen von Gebläseluft, von Defays über die Verwendung von Hochofengas und von Ilgner über Gas- oder Elektromotoren zum Antrieb von Walzenstraßen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Beitrag zur Berechnung der Plattenbalken von T-förmigem Querschnitt aus Eisenbeton. Von Ramisch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 17. Nov. 05 S. 631/34*)

Tests of reinforced concrete beams by the St. Paul Road. (Eng. Rec. 11. Nov. 05 S. 544/45*) Bericht von J. J. Harding über Versuche zur Ermittlung der Scherfestigkeit von Betonbalken mit Eiseneinlagen.

Parabolic concrete arch bridge over Piney Creek at 16th St. Washington, D. C. (Eng. News 16. Nov. 05 S. 510/12*) Straßenbrücke von 38 m Spannweite, 12 m Pfeilhöhe und 6,4 m Fahrbahnbreite.

Neuere Ausführungen in Eisenbeton. Von Eiselen. (Deutsche Bauz. 25. Nov. 05 S. 570/72*) Besprechung der verschiedenen Konstruktionen. Vorteile des Eisenbetons. Forts. folgt.

Elektrotechnik.

New York Central generating plant. (El. World 11. Nov. S. 822/25*) Die im Bau befindlichen Kraftwerke der New York Central and Hudson River Railroad in Yonkers und Port Morris werden nach vollem Ausbau je sechs 5000 KW-Curtis-Turbodynamos für Drehstrom von 11000 V und 25 Per./sk enthalten. Angaben über den elektrischen Teil der Werke.

The power stations for the electric zone of the New York Central R. R. (Eng. Rec. 11. Nov. 05 S. 534/36*) Angaben über die Ausrüstung der beiden vorstehend erwähnten Kraftwerke.

Einiges über Kommutation und Wendepole. Von Arnold. (Z. f. Elektrot. Wien 26. Nov. 05 S. 698/702) Theoretische Erläuterung der Vorgänge.

Kommutatormotoren für einphasigen Wechselstrom. Von Hörburger. (Dingler 25. Nov. 05 S. 737/41*) Kritische Besprechung der allgemeinen Anordnung und der Konstruktionseinzelheiten der verschiedenen Kommutatormotoren. Forts. folgt.

Die Ausgleichsrechnungen in geschlossenen Leitungsnetzen und die Gaußschen Näherungsverfahren zur Auflösung der Netzgleichungen. Von Soschinski. (Elektrot. Z. 23. Nov. 05 S. 1069/73*)

Erd- und Wasserbau.

Corrugated concrete foundation piles. (Eng. Rec. 11. Nov. 05 S. 548*) Der achtkantige Betonpfeiler mit Kannelierungen ist beim Bau eines Geschäftshauses in Brooklyn verwendet worden. Zur Verstärkung dient ein Drahtsieb. Der Pfeiler ist hohl und wird gleichzeitig durch Rammen und mit Druckwasser eingetrieben.

Zur Frage der Schiffshebewerke. Von Prüsmann. (Zentralbl. Bauv. 22. Nov. 05 S. 581/83) Allgemeine wirtschaftliche Erörterungen über die Leistungen der verschiedenen Bauarten von Hebewerken.

Feuerungsanlagen.

Flüssige Brennstoffe. Schluß. (Glückauf 18. Nov. 05 S. 1443/48*) S. Zeitschriftenschau v. 25. Nov. 05.

The Fulton fuel economiser. (Iron Age 16. Nov. 05 S. 1290/91*) Treppenrostfeuerung mit selbsttätiger Beschickvorrichtung, Rauchverbrennung und beweglichen Roststäben, gebaut für das Kraftwerk der Newton Street Railway, Newton, Mass.

Gesundheitsingenieurwesen.

The Broadway outfall sewer, Borough of the Bronx, New York. (Eng. Rec. 11. Nov. 05 S. 550/52*) Der 4,8 km lange, rd. 2,8 m hohe Kanal mündet in den Harlem-Fluß. Darstellung der Bauarbeiten.

The combined rubbish destructor and power plant in New York. (Eng. Rec. 11. Nov. 05 S. 537/42*) Die für leicht brennbare Abfälle bestimmte Anlage kann in 2 Oefen bis zu 4,5 t/st Abfälle verbrennen. Die erzeugte Wärme wird in zwei Wasserrohrkesseln verwertet, die zum Betrieb eines Lichtelektrizitätswerkes von 250 KW Gesamtleistung dienen.

Gießerei.

Molding machine equipment. Von Vanderseice. (Am. Mach 25. Nov. 05 S. 624/29*) Beim Einformen des eigenartig gestalteten Schwinghebels müssen besondere Maßnahmen zum Teilen und Ausheben des Modelles aus der Form getroffen werden.

Making a clutch coupling on the molding machine. Von Buchanan. (Am. Mach. 25. Nov. 05 S. 636/37*) Nach dem dargestellten Vorgange werden in jedem Formkasten vier Hälften von Klauenkupplungen eingeformt.

Kälteindustrie.

Die Gewinnung von Sauerstoff und Stickstoff aus der gewöhnlichen Luft mittels Verflüssigung der letzteren. Von Mix. (Z. Kälte-Ind. Okt. 05 S. 181/85) Der Verfasser erörtert die Möglichkeiten des Verfahrens. Trennung von Stickstoff und Sauerstoff.

Die Kälteindustrie in Italien. Von Erdmann. (Z. Kälte-Ind. Nov. 05 S. 201/05*) Kühlmaschinenanlage und Eisfabrik der Società frigorifero Gallaratese in Gallarate.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Zur Frage der Nah- und Ferntransportmittel für Sammelgut. Von Buhle. (Z. Arch.- u. Ing.-Wes. 05 Heft 4/5 S. 405/50*) Zusammenstellung verschiedener Arten von Lager- und Ladevorrichtungen an Hand neuerer ausgeführter Anlagen.

Landwirtschaftliche Maschinen.

American threshing machines and traction engines. Forts. (Engineer 24 Nov. 05 S. 508/10*) Dreschmaschinen der Geiser Manufacturing Co. in Waynesborough, P.

Materialkunde.

Iron-nickel-manganese carbon alloys. Von Carpenter, Hadfield und Longmuir. (Engng. 24. Nov. 05 S. 708/13*) Siebenter sehr ausführlich gehaltener Bericht des Alloys Research Committee der Institution of Mechanical Engineers, enthaltend Durchführung und Ergebnisse der Versuche über die Festigkeitseigenschaften, die physikalischen, chemischen und metallographischen Eigenschaften und über das Verhalten beim Abkühlen und Erhitzen der genannten Stahlarten.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engng. 24. Nov. 05 S. 686/90*) Meinungsaustausch über den vorstehend erwähnten Bericht.

Vergleichsversuche mit Eisen- und Stahlwaren auf heißem elektrolytischem Wege verzinkt. Von Szirmay. (Dingler 25. Nov. 05 S. 746/50*) Aus den Versuchen geht die Ueberlegenheit der elektrolytischen Verzinkung hervor.

Vulkanfiber als Isolierstoff. Von Wernicke. (Elektrot. Z. 23. Nov. 05 S. 1078/79) Bericht über Durchschlagversuche an Vulkanfiber, die deren mangelhaften Widerstand gegen höhere Spannungen bestätigen.

Mechanik.

Wärmemechanik. Von Carlo. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 22. Nov. 05 S. 447/48*) Wärmediagramme. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

The testing of electric generators and motors. Von Drysdale. (Engng. 24. Nov. 05 S. 679/83*) Allgemeine Bestimmungen über die Verwendbarkeit der verschiedenen Verfahren zum Messen der Leistung von Dynamos und Elektromotoren. Darstellung einer Meßeinrichtung, im wesentlichen bestehend aus einer in weiten Grenzen regelbaren Dynamomaschine, deren Magnetkörper drehbar zum Anker gelagert ist, so daß das auf ihn ausgeübte Drehmoment durch eine Wage bestimmt werden kann. Ausführung der Messungen und Ergebnisse des Verfahrens.

Das Kugelphotometer in Theorie und Praxis. Von Bloch. Schluß. (Elektrot. Z. 23. Nov. 05 S. 1074/78*) Versuche am Kugelphotometer. Verteilung der Beleuchtung. Günstigste Stellung der Lichtquelle. Verwendungsbereich. Messung der mittleren hemisphärischen Lichtstärke mit dem Kugelphotometer.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicholson. Forts. (Engineer 24. Nov. 05 S. 507/08*) S. Zeitschriftenschau v. 18. Nov. 05.

Drilling and boring machines. (Engineer Supplement 24. Nov. 05 S. 1/16*) Uebersicht über neuere Werkzeugmaschinen englischer Fabriken.

The new Bickford three-foot radial drill. (Iron Age 16. Nov. 05 S. 1296/97*) Darstellung des Wechselgetriebes und Zusammenstellung der möglichen Schnittgeschwindigkeiten.

Rotary thread rolling machine. (Am. Mach. 25. Nov. 05 S. 653/54*) Die Wirkungsweise der von der Acme Machinery Co. in Cleveland, O., gebauten Maschine mit einem umlaufenden und einem festen Schneidbacken ist an Hand von Konstruktionszeichnungen erläutert.

Some locomotive shop tools. (Am. Mach. 25. Nov. 05 S. 633*) Große Hobelmaschine von Detrick & Harvey mit drei gleichzeitig arbeitenden Werkzeugträgern, aufgestellt in den Richmonds Locomotive Works. Vorgang beim Anreißen der Gußstücke.

A new heavy Ridgway planer. (Iron Age 16. Nov. 05 S. 1285/86*) Die dargestellte Maschine wird von einem 35 pferdigen Elektromotor mit einer Riemenübersetzung 1 : 2 angetrieben. Der Motor ist auf dem oberen Querbalken angeordnet.

Motorwagen und Fahrräder.

The Olympia motor-car show. (Engng. 24. Nov. 05 S. 701/03*) 35 pferdiger und 30 pferdiger Wagen der London and Parisian Motor Company. Das Hitchon-Getriebe der Globe-Wagen, ausgestellt von der Hitchon Gear and Automobile Co. 14 pferdiger Motor und 24 pferdiger Wagen von J. I. Thornycroft & Co. Bootsmotoren von der Parsons Motor Co. Leichter Wagen von C. S. Rolls & Co. 40 pferdiger Napier-Wagen von S. F. Edge. 40 pferdiger Pullman-Wagen. Forts. folgt.

Ein neuer Chassis für Last- und Omnibuswagen. Von Valentin. Schluß. (Motorw. 20. Nov. 05 S. 779/81*) Kupplung und Steuergetriebe.

Schiffs- und Seewesen.

Ueber die Verminderung der Stabilität der Schwimmdocks durch die in denselben vorhandenen Wasser-Ein- bezw. -Austrittsöffnungen. Von Dietzius. (Schiffbau 22. Nov. 05 S. 138/45*) Theoretische Untersuchung der Frage.

Textilindustrie.

A new process of scouring wool. (Text. World Rec. Nov. 05 S. 78/80*) Bei dem neuen Verfahren soll die Wolle mehr geschont werden als bei den bisher üblichen Waschverfahren.

The manufacture of felt. (Text. World Rec. Nov. 05 S. 89/93*) Herstellen des Filzes aus einem Gewebe und einem Wollvließ.

The manufacture of fancy yarn. Von J. und Ch. Dantzer. Forts. (Text. World Rec. Nov. 05 S. 109/12*) Die durch den Spinnprozeß hergestellten einfachen Fantasiegarne.

Verbrennungs- und andere Wärmekraftmaschinen.

The Davey-Paxman suction-gas plant and gas-engine. (Engng. 24. Nov. 05 S. 691/92*) Eingehende Darstellung eines liegenden 34 pferdigen einzylindrigen Motors von 406 mm Zyl.-Dmr. und 534 mm Kolbenhub nebst der zugehörigen Druckluftanlaßvorrichtung und der Gaserzeugungsanlage.

Verbesserte Brennstoffe für Explosionsmotoren. Von Bauschlicher. (Motorw. 20. Nov. 05 S. 781/84) Mitteilungen über die Verfahren von Dr. Roth, die darauf hinauslaufen, den Brennstoff mit leicht oxydierenden Körpern, z. B. Stickstoffverbindungen, zu mischen, um leichtere Entzündung des Gasgemisches herbeizuführen.

Wasserkraftanlagen.

Die Geschwindigkeitsregulierung der Turbinen vom Ende der achtziger Jahre des vorigen Jahrhunderts bis auf den heutigen Tag. Von Budau. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 17. Nov. 05 S. 621/31*) Kritische Besprechung der Konstruktion und der Wirkungsweise von Turbinenregulatoren.

Werkstätten und Fabriken.

Nordamerikanische Eisenbauwerkstätten. Von Reißner. Forts. (Dingler 18. Nov. 05 S. 726/31* u. 25. Nov. S. 741/46*) S. Zeitschriftenschau v. 4. Nov. 05. Forts. folgt.

Rundschau.

Die viel umstrittene Frage der **Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes** bei Verbundmaschinen ist für die Praxis noch nicht völlig geklärt, und die außerordentlich widersprechenden Versuchsergebnisse auf diesem Gebiete, die in dieser und andern Zeitschriften veröffentlicht worden sind, insbesondre von Berner[1]), legen die Erwägung nahe, wie es wohl möglich ist, daß ein theoretisch richtiger Vorgang Ergebnisse von 12- bis 15 prozentigen Ersparnissen bis zu 8 prozentigem Mehrverbrauch an Dampf liefern kann. Die Antwort ist wenigstens für gewisse Fälle leicht zu geben.

Bei Verbundmaschinen kommt es vor allem darauf an, ein richtiges Verhältnis der beiden Zylinderinhalte zu ermitteln, wenn der Wirkungsgrad gut sein soll. Der Füllungsgrad muß für die normale Maschinenleistung möglichst dem günstigsten entsprechen, und Rechnung wie Erfahrung haben für die verschiedenen Drücke, Temperaturen und Niederschlagverluste gewisse Verhältnisse gefunden, gegen die zu verstoßen nicht ohne Schaden möglich ist. Wird nun ein Aufnehmer, der vorher nicht geheizt war — für welchen Fall die Zylinder berechnet seien —, geheizt, so wird die Volumenvergrößerung im Niederdruckzylinder eine größere Arbeit verrichten können (nach Berner, Z. 1905 S. 1472, etwa 13 vH im Einzelfalle). Bleibt aber die Gesamtleistung der Maschine dieselbe wie vorher, so tritt schon hier der Fall ein, daß Druck oder Füllung gegen die berechneten günstigsten Werte zu groß werden; ingleichem wird die Hochdruckfüllung ungünstiger, weil geringer als die berechnete, und dementsprechend tritt ferner ein größerer Abkühlungsverlust in die Erscheinung. Selbstverständlich wird hierdurch der Nutzen der Zwischenüberhitzung ganz oder teilweise aufgehoben oder gar ins Gegenteil verwandelt.

Versuche an der gleichen Maschine haben daher keinen Wert, weil zwei inkommensurable Vorgänge miteinander verglichen werden, nämlich eine für günstigsten Füllungsgrad einheitlich berechnete Doppelmaschine mit zwei unter ungünstigen Bedingungen arbeitenden Zylindern, deren einer zuviel, der andre zu wenig Arbeit leistet[2]). Es kommt hinzu, daß die Zwischenüberhitzung selbst für Versuche oft so hoch getrieben wurde, daß der Dampf überhitzt entwich, also unmittelbare Verluste entstanden. Bei der verhältnismäßig geringen Dampfdehnung im Niederdruckzylinder ist nach dieser Richtung besondere Vorsicht geboten.

Ganz anders liegen die Verhältnisse, wenn bei Ueberhitzung die große im Niederdruckzylinder erhältliche Mehrleistung, die durch Wiederverdampfung des Niederschlagswassers und Volumenvergrößerung des Aufnehmerdampfes entsteht, auch durch Mehrarbeit nutzbar gemacht wird.

Hier bleiben die Arbeitsverhältnisse im Hochdruckzylinder die gleichen, während die Abkühlungsverluste im Niederdruckzylinder für die größere Füllung etwas günstiger sind und sich fast ganz mit dem nur wenig niedrigeren Wirkungsgrad — entsprechend der für beste Dampfdehnung zu hohen Füllung — ausgleichen. Bei neuen Maschinen ist der durch größere Füllung zu erzielende Gewinn durch Vergrößerung des Niederdruckzylinders besser nutzbar zu machen.

Ein Beispiel, das praktischen Verhältnissen entspricht, möge dies erläutern. Eine Verbundmaschine ohne Zwischenheizung, deren nutzbarer Dampfverbrauch etwa 6 kg/PS-st beträgt, habe einen Abkühlungsverlust von 4 kg/PS-st, also Gesamtbedarf 10 kg/PS-st. Bei Einbau eines Zwischenüberhitzers gewinnt man rd. 13 vH Mehrarbeit, die jedenfalls bezüglich des nutzbaren Dampfverbrauches nicht höher anzusetzen ist als die ursprüngliche Maschine. Es werden also für 1,13 PS etwa $1{,}13 \times 6 + 4 = 10{,}78$ kg Dampf oder 9,54 kg/PS-st verbraucht, d. h. 4,6 vH erspart. Dabei hat man aber die »bemerkenswerte« Mehrleistung der Maschine von 13 vH, die in der Praxis oft sehr wertvoll ist.

Bei Maschinen mit größeren Abkühlungsverlusten, durchlässigem Kolben und Schiebern, wie sie in der Wirklichkeit häufig auftreten, ist die Ersparnis der Aufnehmerheizung erheblich höher, besonders gegenüber den im besten Zustande befindlichen Versuchsmaschinen. Trotzdem bestätigen die von Berner auf S. 1471 angefochtenen Erfolge der dargestellten Versuche lediglich das Vorhergesagte. Mit wachsenden Niederdruckzylinderverhältnissen wächst die Ersparnis (Zahlen-

[1]) Z. 1905 S. 1470.

[2]) Die Bernerschen Ausführungen scheinen dies und das vorher Gesagte zu bestätigen, da nach S. 1524 »der Wärmeverbrauch von Maschinen mit kleinem Hochdruckvolumen mit der Belastung stärker zunimmt als bei solchen mit großem Hochdruckvolumen. Maschinen, die auch bei großen Leistungen noch möglichst wirtschaftlich arbeiten sollen, sind deshalb zweckmäßig mit großem Hochdruckvolumen zu versehen«. So liegt ja auch der Fall bei dem durch Erhitzung vermehrten Niederdruckdampf.

tafel 21) von 0,82 bis 4,6 vH, bei Zylinderverhältnissen von 1 : 3,84 bis 1 : 6,29, und sie würde wahrscheinlich noch bedeutender sein, wenn höhere Leistungen als diejenigen ohne Heizung herausgeholt worden wären. Dies wird durch Fig. 23 (a. a. O.) bestätigt, da der Dampfverbrauch unterhalb der Leistung von 120 PS zwar niedriger ist als bei Aufnehmerheizung, dagegen höher bei größeren Leistungen; die Verbrauchslinien schneiden sich bei etwa 125 PS.

Bei derartigen vergleichenden Versuchen kommt es also vor allem darauf an, für welche Verhältnisse und Leistungen die Maschine berechnet ist, und ob diese bei den Versuchen genau innegehalten sind. In dieser Beziehung sind die unzweifelhaften Erfolge der Wolfschen Lokomobile sehr bezeichnend, und wo irgend Zwischenüberhitzung durch Abgase so bequem angebracht werden kann, sollte sie auch ausgeführt werden; so auch bei Verbundlokomotiven, die bei kleinen Leistungen (mit gedrosseltem Dampf) sehr hohen Dampfverbrauch aufweisen.

baren Mehrleistungen sind noch bedeutender als im Niederdruckzylinder, ja sie können im Anschluß an eine etwas überlastete Einzylindermaschine bis 100 vH betragen. Kann diese ihren bisherigen Antrieb (Wellenleitung) weiterführen, und wird die angeschlossene Turbine zur Erzeugung elektrischer Energie ausgenutzt, so ergeben sich naturgemäß besonders günstige Verhältnisse in bezug auf die Kraftübertragung.

Gesteigerter Kraftbedarf unter möglichster Beibehaltung der vorhandenen Dampfmaschine wird in wachsenden industriellen Anlagen sehr häufig auftreten, und so hat die Niederdruckturbine in Verbindung mit der Zwischenüberhitzung einen hohen technischen und wirtschaftlichen Beruf zu erfüllen.

E. Fränkel, Reg.- und Baurat.

Bei Wittenbergen an der Elbe ist vor kurzem ein **Leuchtturm von seinem Platze verschoben** worden. Die Deputation für Handel und Schiffahrt hatte sich zur Ausführung dieser Arbeit entschlossen, um in Zukunft die fortgesetzten Baggerungen

Fig. 1.

Leuchtturm vor der Verschiebung.

Fig. 2.

Leuchtturm während der Verschiebung.

Die Erfolge der Zwischenüberhitzung bestehen also nicht nur in einer mäßigen Kohlenersparnis bei 10- bis 15prozentiger Mehrleistung gegenüber der ungeheizten Maschine, sondern auch in der möglichsten Erhaltung des Wirkungsgrades bei sinkender Leistung.

Zum Schluß muß eine weitere Aufgabe dieses Systemes erörtert werden; es ist dies die von C. v. Linde in seinem Vortrage[1]) auf der Hauptversammlung des Vereins deutscher Ingenieure zu München betonte Ausnutzung der unteren Dehnungsgrade der Dampfmaschine durch die Dampfturbine.

Ueberhitzt man den von der ersteren kommenden Dampf, was ja wegen der getrennten Aufstellung der Turbine und wegen des vergrößerten Temperaturunterschiedes mit Abgasen erfolgen kann, so muß sich bei zweimaliger Nutzbarmachung der verschiedenen Temperaturgefälle nicht nur ein sehr guter thermischer Wirkungsgrad ergeben, sondern die erziel-

[1]) Z. 1903 S. 1509.

zu vermeiden, die durch Sandanschwemmungen des Stromes an der betreffenden Stelle erforderlich wurden. Der Leuchtturm, der im Jahre 1898 von der Firma H. C. E. Eggers & Co. in Hamburg in Eisenkonstruktion errichtet worden ist, wiegt bei einer Höhe von annähernd 35 m etwa 60 t. Wenn auch schon, insbesondre in Amerika, vielfach Häuser verschoben worden sind, bei denen es sich um bewegte Massen von meist höherem Gewicht handelte, so waren doch die Schwierigkeiten in diesem Fall in gewisser Beziehung viel größer, da es sich um ein Bauwerk handelte, das bei verhältnismäßig bedeutender Höhe nur eine kleine Grundfläche bedeckt. Es konnten einerseits schon durch geringe Ungenauigkeiten der Gleitbahn beträchtliche Schwankungen des Turmes verursacht werden, die der Arbeit hinderlich gewesen wären; anderseits mußten auch für den Fall eines Sturmes sichere seitliche Abstützungen vorgesehen werden. Hierbei ist zu bedenken, daß sich alle Stützkonstruktionen bei der Verschiebung des Turmes gleichmäßig mit fortbewegen mußten. Es waren deshalb seitlich von der

eigentlichen Gleitbahn, die aus eisernen Trägern hergestellt war, und auf der sich der Turm mittels Stahlwalzen fortbewegte, Trägerkonstruktionen angebracht, auf denen Katzen liefen, an welchen die Stahldrahtseile zur Stützung des Turmes befestigt waren.

Nach der vorderen und der hinteren Seite (in der Bewegungsrichtung) wurde der Turm ebenfalls durch Drahtseile gehalten, die an Winden angeschlossen waren, damit sie entsprechend der Verschiebung angespannt bezw. nachgelassen werden konnten. Bei der Verschiebung war besonders zu beachten, daß diese beiden Winden genau zusammen arbeiteten, da sich sonst der Turm leicht hätte neigen können; gleichzeitig mußten aber die Seile stets so straff gespannt sein, daß der Turm bei einem etwa eintretenden Sturm nicht ins Schwanken geraten konnte. Die eigentlichen bewegenden Teile waren gleichfalls starke Handwinden, deren Drahtseile am Fuße des Turmes befestigt waren.

Die Vorbereitungen waren dem Vorstehenden gemäß so sorgsam und genau ausgeführt, daß die ganze Verschiebung nur 32 Minuten währte.

Der Leuchtturm, dessen Bauart Fig. 2 ersichtlich macht, ist um 9 m südlich verschoben worden. Zur Ausführung der Arbeiten bedurfte man wegen der großen Höhe und der kleinen Standfläche des Turmes vor allem ganz windstillen Wetters. Das Feuer, welches jetzt 15 km weit auf der ganzen Strecke bis Altona sichtbar ist, brannte am selben Abend bereits wieder. Fig. 1 zeigt den Turm vor der Verschiebung; in Fig. 2 ist er bereits zur Hälfte verschoben. Die gesamten Verschiebungsarbeiten wurden von der schon genannten Firma ausgeführt.

Fig. 3 und 4.

Fig. 5.

Im Frühjahr d. J. wurde bei Pettoncourt in Lothringen die in Fig. 3 bis 5 dargestellte **Eisenbetonbrücke über die Seille** eröffnet[1]). Die Konstruktionshöhe der Brücke war wegen des Hochwassers sehr beschränkt und ein Gewölbe daher nicht angebracht, da die Kämpfer selbst bei geringer Pfeilhöhe zu weit in das Wasser eingetaucht wären und damit das Durchflußventil zu sehr verkleinert hätten. Außerdem war der Baugrund etwas unsicher, so daß die Standfestigkeit flacher Bogen und der zugehörigen Widerlager zweifelhaft gewesen wäre. Man war somit gezwungen, die Tragkonstruktion über der Fahrbahn anzuordnen. Aus architektonischen Rücksichten sah man von der Anordnung eines vollwandigen Balkens mit eingesattelter Fahrbahn ab, dessen Herstellungskosten übrigens auch verhältnismäßig bedeutend gewesen wären. Vielmehr liegen beiderseits Bogen über der Fahrbahn, die daran mittels Hängesäulen aufgehängt und zugleich als Zugband ausgebildet ist, das den größten Teil des wagerechten Bogenschubes aufnimmt. Die dem letzteren Zweck dienenden Eiseneinlagen sind entsprechend den beiden Bogenträgern in den Randleisten der Fahrbahn angeordnet, die somit die eigentlichen Zugbänder bilden. Des besseren Aussehens wegen, und um an den in bezug auf die Scherkräfte gefährlichsten Stellen der Auflager einen größeren Querschnitt zu erhalten, sind die Bogenkämpfer tief gelegt. Die Widerlager bestehen aus Stampfbetonblöcken, die infolge der Verkleinerung des Drehmomentes angesichts des geringeren wagerechten Schubes verhältnismäßig schwach sind. Bei der Berechnung war als Verkehrslast ein Wagen von 12 t Gewicht oder eine Wasserwalze von 6 t Gewicht, dazu in beiden Fällen eine gleichzeitige Belastung von 400 kg/qm durch Menschengedränge angenommen. Bei der endgültigen Belastungsprobe wurde sogar eine 18 t schwere Straßenwalze über die Brücke gefahren, ohne daß Formänderungen in der Konstruktion eintraten. Die Herstellung der eigentlichen Eisenbetonkonstruktion der von der Firma Ed. Züblin in Straßburg erbauten Brücke dauerte rd. 2 Monate.

[1]) Deutsche Bauzeitung, Mitteilungen über Zement-, Beton- und Eisenbetonbau 1905 Heft 17 S. 65.

Ein reich ausgestattetes **Maschinenlaboratorium** ist für **die technische Abteilung der Universität Birmingham**, als deren Lehrer die Professoren Burstall, Gisbert Kapp und Dixon genannt seien, eingerichtet worden. Die Baulichkeiten umfassen ein Kesselhaus von 12×18 qm Grundfläche, eine 15×30 qm große Maschinenhalle, einen Zeichensaal und ein Laboratorium für Feinmessungen an Gasmaschinen. Die Zentralanlage enthält zwei Wasserrohrkessel, einen von Babcock & Wilcox mit Ueberhitzer und einen Niclausse-Kessel von 66 qm Heizfläche und 1,86 qm Rostfläche für eine Dampfleistung von 1360 kg/st bei 14 at Ueberdruck, einen Lokomotivkessel von gleicher Leistung, einen Schmidt-Ueberhitzer von 23,3 qm Heizfläche, der 1450 kg Dampf von 14 at auf 370° überhitzt, und zwei Feuerrohrkessel für 5,5 at, vornehmlich für Heizzwecke. Zur Erzeugung künstlichen Zuges ist ein Ventilator von Bumsted & Chandler aufgestellt, der als größte Leistung bei 550 Uml./min 1130 cbm/min durchsaugt. Das Gas für die Gasmaschinen wie auch für das metallurgische Laboratorium und für Heizzwecke wird in einer Mond-Gasanlage erzeugt, die 5 t Kohlen am Tage vergasen kann, und zu der ein Gasbehälter von 170 cbm Inhalt gehört.

Die Maschinenanlage, über deren Anordnung Fig. 6 Aufschluß gibt, umfaßt eine 100 pferdige Dreifach-Expansionsmaschine von Willans & Robinson, eine 100 pferdige Dampfmaschine von Bellis & Morcom für 500 Uml./min, eine 30 pferdige Laval-Turbine und eine 110 pferdige Dreifach-Expansionsmaschine von Mc Laren für 120 Uml./min mit eigener Kondensations-

einrichtung. Alle Dampfmaschinen sind mit Dynamos gekuppelt, von denen zwei von je 60 bis 70 KW Leistung Gleichstrom von 110 V und eine von 75 KW Drehstrom von 220 V und 30 Per./sk erzeugt. Zur Messung des Dampfverbrauches der Maschinen dient eine Wägevorrichtung von Avery, mit welcher das im Oberflächenkondensator niedergeschlagene Wasser gewogen wird. Die von der Worthington Pump Co. und von Weir gelieferte Kondensationsanlage umfaßt einen Oberflächenkondensator von 34 qm Kühlfläche, eine stehende Verbund-Luftpumpe, eine stehende Umlaufpumpe und einen rd. 10 m hohen Kühlturm von 2,8 m Dmr. mit künstlichem Zug.

An Gasmaschinen enthält das Laboratorium eine einzylindrige liegende Premier-Maschine von 120 PS, die mit 160 Uml./min eine 55 KW-Gleichstromdynamo unmittelbar antreibt, und eine dreizylindrige stehende Westinghouse-Maschine, die mit einer 37,5 KW-Dynamo gekuppelt ist. Außerdem sind ein 10pferdiger Diesel-Motor, ein einankeriger 37,5 KW-Drehstrom-Gleichstromumformer und eine Kühlanlage mit Ammoniakkompressor für 2 t Eis tägliche Leistung vorgesehen. Für Messungen an den Gasmaschinen sind alle erforderlichen Einrichtungen geschaffen worden, und die elektrische Schaltanlage ist ebenfalls so angelegt, daß praktische Messungen und Versuche angestellt werden können. (Engineering 15. und 29. September 1905)

Fig. 6.
Maschinenlaboratorium an der Universität Birmingham.

a 100pferdige Dreifach-Expansionsmaschine von Willans & Robinson
b 100pferdige Dampfmaschine von Bellis & Morcom
c 30pferdige Laval-Turbine
d 110pferdige Dreifach-Expansionsmaschine von Mc Laren
e Wägevorrichtung für den Dampfverbrauch
f Worthington-Kondensationspumpen
g Weir-Kondensationspumpen
h 120pferdige Premier-Gasmaschine
i dreizylindrige Westinghouse-Gasmaschine
k 10pferdiger Diesel-Motor
l Drehstrom-Gleichstrom-Umformer
m Kühlanlage

Fig. 7 und 8. Ueberführung des Morris-Kanales.

Die Delaware, Lackawanna and Western Railroad führt schon seit mehreren Jahren umfangreiche Umbauten ihrer Strecke bei Newark, N. J., aus, hauptsächlich zu dem Zweck, die vorhandenen Gefällunterschiede auszugleichen, wodurch die Leistungsfähigkeit ihrer Lokomotiven erhöht werden soll. Einen bemerkenswerten Teil dieser Arbeiten stellt die **Ueberführung des Morris-Kanales über die neue Strecke** dar, die an dieser Stelle, auf Schienenoberkante gemessen, etwa 1,2 m tiefer liegt als die Kanalsohle[1]. Der Bahnkörper ist an der Stelle, wo er den Kanal etwas schiefwinklig schneidet, an beiden Seiten von starken Futtermauern eingefaßt, s. Fig. 7 und 8, die aus Betonmauerwerk bestehen und eine im Zuge des Kanales verlegte Brücke aufnehmen können. Unter diesen Mauern sind die beiden Kanalstücke zum Ausgleich der Wasserstände durch eine 1,8 m weite Dükerleitung von Kreisquerschnitt aus Ziegelmauerwerk miteinander verbunden. Diese Leitung, deren Bau durch die Notwendigkeit, eine neue Abwässerungsleitung zu umgehen, erschwert war, ist zu Anfang dieses Jahres bereits fertiggestellt worden. Die den Kanal befahrenden Schiffe, die wohl kaum größer als 300 t sind, sollen in Wagen aus Balkenkonstruktion eingefahren und darin auf den 10 vH ansteigenden Rampen sowie über eine 5,1 m über den Schienen liegende Brücke mittels einer Seilwinde gezogen werden. Zum Betrieb des Hebewerkes, das in ähnlicher Weise schon an andern Stellen des Morris-Kanales ausgeführt worden ist, werden zwei Elektromotoren von je 75 PS Leistung am einen Ende der Anlage aufgestellt.

Die Ingersoll Milling Machine Co., Rockford, Ill. hat kürzlich für die General Electric Co., Schenectady, N. Y.,

[1]) The Railway Gazette 8. September 1905.

eine **Fräsmaschine** mit hin- und hergehendem Tisch, Fig. 9, gebaut, die sich nicht nur durch ihre außergewöhnlichen Abmessungen, sondern auch durch die Anordnung des elektrischen Antriebes auszeichnet. Die Maschine ist nach Art einer Hobelmaschine mit zwei seitlichen Ständern und einem in der Höhe verstellbaren Querbalken ausgestattet und vermag Stücke bis zu 3,05 m Höhe und ebensoviel Breite zu bearbeiten. Der Tisch ist 6,1 m lang und ruht auf 4 Gleitflächen. Die Seitenständer tragen je einen in senkrechter Richtung einstellbaren Fräskopf, der Querbalken deren zwei. Für jedes Paar der Fräsköpfe ist ein 50pferdiger Motor vorhanden, zum Hin- und Herbewegen des Tisches ein 15pferdiger und zum Heben und Senken des Querbalkens ein 5pferdiger; die gesamte Leistungsfähigkeit der Motoren beträgt also nicht weniger als 120 PS. Die Geschwindigkeit der Motoren ist regelbar; die Umlaufgeschwindigkeit der Fräser und die Zuschiebegeschwindigkeit können demnach völlig unabhängig voneinander verändert werden. Die Maschine wiegt rd. 150 t. (Machinery, November 1905)

Fig. 9.
Fräsmaschine der Ingersoll Milling Machine Co.

Die Eingänge an Preislisten und Katalogen nehmen in größeren Geschäftsbetrieben meist einen solchen Umfang an, daß ihre Aufbewahrung lästig wird, und wenn einmal schnell etwas nachgesehen werden soll, so ist das Gewünschte meist nicht zu finden. Das liegt daran, daß man die Listen entweder nach ihrem Inhalt sortiert, wobei solche mit mannigfachem Inhalt nur an einer der vielen in Betracht kommenden Stellen Platz finden können, oder daß man sie nach Firmennamen ordnet und dann stets nur die Drucksachen der jeweils bekannten Firmen heraussuchen kann. Bei beiden Anordnungen wird viel Raum dadurch verschwendet, daß Bücher sehr verschiedenen Formates nebeneinander Platz finden müssen, welcher Umstand die praktischen Amerikaner bereits zu der Anregung veranlaßt hat, Normalformate für Preislisten einzuführen. Es ist daher zweckmäßiger, lediglich eine äußere Eigenschaft dem Sortieren zugrunde zu legen, und hierfür erweist sich mit Rücksicht auf die Ersparnisse an Raum die Größe als besonders zweckmäßig; die Unterscheidung nach dem Inhalt dagegen erreicht man durch Kartenverzeichnisse nach Art der in amerikanischen Betrieben allgemein üblichen Ausführungen[1]). Diese Kartenverzeichnisse können nach verschiedenen, dem jeweiligen Bedarf angepaßten Gesichtspunkten angelegwerden, sie könnten Namens-, Orts-, Inhaltsverzeichnisse usw. sein und gestatten dadurch, daß mehrere Verzeichnisse gleichen Inhaltes, aber nach verschiedenen Gesichtspunkten geordnet, vorhanden sind, die gewünschten Dinge schnell und sicher aufzufinden.

Fig. 10. Katalogschrank.

Eine praktische Ausführung für diesen Zweck ist der **Duca-Katalogschrank**, der von der Maschinenfabrik Max Sponholz, Berlin N. 20, gebaut wird; s. Fig. 10. Die Schubladen dieses aus einzelnen Abteilungen aufgebauten Schrankes

Fig. 11.

Duca-Registratur
für Kataloge, Preislisten usw.
№

Es sind reserviert für Bücher **größer** als

25 × 35 cm Nr. 1000—1999
25 × 25 » » 2000—2999
15 × 25 » » 3000—3999
12,5 × 18 » » 4000—4999
für
12,5 × 18 » » 5000—5999

Wer dies Buch irgendwo findet, ist gehalten, es sofort vor die mit obiger Nummer bezeichnete Leitkarte in den Katalogschrank zu stellen!

haben bei gleicher Tiefe folgende Breiten- und Höhenabmessungen:

Format	Breite cm	Höhe cm
1	37,5	30
2	25	35
3	25	25
4	25	15
5	18	12,5

[1]) Z. 1900 S. 1732; 1903 S. 1450.

Die vier in der mittleren Abteilung *a*, Fig. 10, untergebrachten Schubladen sind für die Kartenverzeichnisse bestimmt. In den Schubladen befinden sich Trennkarten, die auf einer im Boden frei liegenden Stange verschoben, aber nicht herausgenommen werden können. Diese Trennkarten tragen ein fortlaufendes Nummernverzeichnis, und zwar sind für das Format 1 die Nummern 1000 bis 1999, für das Format 2 von 2000 bis 2999 usw. vorgesehen, so daß durch die Tausendziffer zugleich die Größenklasse angedeutet ist. Ein Zettel nach Fig. 11 auf jedem Katalog, auf dem die entsprechende Nummer eingetragen wird, weist dem Buch seinen Platz an und ermöglicht, daß es

Fig. 12.

ohne Schwierigkeit, also von jeder untergeordneten Hülfskraft, an seinen richtigen Platz zurückgestellt werden kann. Für das Einordnen von losen Preislisten, Flugblättern, Warenproben usw. kann man Umschläge in passendem Format mit entsprechendem Vordruck verwenden und sie dann in gleicher Weise einordnen wie die Bücher. Ein solcher Schrank kostet 450 ℳ. Zweckmäßig erscheint noch, daß an den Schubladen ein ausziehbarer Rahmen angebracht ist, der gestattet, den Kasten in seiner ganzen Länge aus dem Schrank herauszuziehen, ohne daß er herausfällt; auf diese Weise kann man den gesamten Inhalt bequem übersehen, Fig. 12.

Eine bemerkenswerte **Dauerfahrt**, die sich über rd. **6400 km** erstrecken soll, beabsichtigt **der Automobil Club of Great Britain** im Februar des nächsten Jahres zu veranstalten. Die mit Luftreifen versehenen Fahrzeuge werden in vier Klassen geteilt: leichte Wagen mit mindestens 645, mittlere Wagen mit 1030, Tourenwagen mit 1290 und schwere Wagen mit 1935 kg Betriebsgewicht. Vorkehrungen, die die Abnutzung der Reifen verhindern, sollen nicht zugelassen, vielmehr in einer besondern fünften Klasse erprobt werden, die Wagen mit mindestens 1290 kg Betriebsgewicht enthalten soll. Für Wagen mit Vollreifen aus Gummi sind weitere vier Klassen mit mindestens 645, 1290, 2580 und 6000 kg Betriebsgewicht vorgesehen. (The Engineer 24. November 1905)

Auf der Werft der Firma F. Schichau in Danzig ist kürzlich ein neuer, von den Norddeutschen Seekabelwerken bestellter **Kabeldampfer** vom Stapel gelaufen und auf den Namen »Großherzog von Oldenburg« getauft worden. Das Schiff, welches zum Ersatz für den an die niederländische Regierung verkauften ersten deutschen Kabeldampfer »v. Podbielski«[1]) bestimmt ist, hat 89 m Länge, 12,6 m Breite und 5,9 m Tiefgang bei voller Belastung; es ist mit 2 Dreifach-Expansionsmaschinen von zusammen 2000 PS und den zum Betriebe der Winden und Spille sowie der elektrischen Beleuchtung erforderlichen Hülfsmaschinen ausgestattet. In der folgenden Zusammenstellung sind die Hauptdaten der drei Kabeldampfer »v. Podbielski«, »Stephan«[1]) und »Großherzog von Oldenburg« zusammengestellt.

	Wasserverdrängung t	Kabelladefähigkeit t	Tankraum cbm	Maschinenleistung PS	Geschwindigkeit Seemeilen
»Großherzog von Oldenburg«	4640	1300	650	2000	12,5
»Stephan«	9850	6000	2700	2400	11,5
»v. Podbielski«	2800	1100	550	1600	10,5

(Elektrot. Ztschr. vom 16. November 1905)

Die Deutsch-Luxemburgische Bergwerks- und Hütten-Aktien-Gesellschaft Abt. Differdingen in Differdingen hat den Bau einer **Drahtseilbahn** zur Verbindung ihrer Gruben in Oettingen mit dem Hüttenwerk in Differdingen beschlossen und die Firma J. Pohlig A.-G. in Köln mit der Ausführung dieser Anlage betraut, die rd. 13 km lang werden wird und in jeder Richtung jährlich 600000 t befördern soll. Bei voller Ausnutzung wird sie demnach eine Jahresleistung von etwa 15 Millionen tkm aufweisen und damit in bezug auf die Leistungsfähigkeit die bedeutendste Drahtseilbahn der Welt sein.

Am 11. November ist **die neue mittlere Rheinbrücke zu Basel** dem Verkehr übergeben worden. Wir hatten über den Wettbewerb für den Neubau dieser Brücke in Z. 1902 S. 566 berichtet. Der bei diesem Wettbewerb mit dem ersten Preis ausgezeichnete Entwurf der Baseler Firma Albert Buß & Co., welcher eine Brücke mit sechs von Granitbogen überspannten Oeffnungen vorsah, ist mit unwesentlichen Aenderungen zur Ausführung gelangt.

Die **Elektrizitätswerke der Stadt Schaffhausen**, die aus zwei auf demselben Ufer des Rheines liegenden Kraftwerken bestehen, sollen erheblich erweitert werden. Es ist beschlossen, das untere Kraftwerk, das 5 Turbinen von je 300 PS enthält, an Stelle dieser mit 500 pferdigen Francis-Turbinen auszurüsten. Die in den Nachtstunden sonst unbenutzte Wasserkraft soll verwendet werden, um Hochdruck-Kreiselpumpen anzutreiben, die das Wasser des Rheines in einen 135 m über dem Werk gelegenen Hochbehälter von 28000 cbm Inhalt fördern. Das aufgespeicherte Druckwasser wird dann zum Antrieb von 2 Hochdruckturbinen von je 500 PS zur Zeit des stärksten Strombedarfes wieder ausgenutzt werden. Als Bauzeit sind 6 bis 7 Monate vorgesehen. (Elektrotechnische Zeitschrift 30. November 1905)

Der von John Brown & Co. in Clydebank für die Cunard-Linie gebaute transatlantische **Turbinendampfer »Carmania«**[2]) hat auf den **Probefahrten** eine Geschwindigkeit von 21 Seemeilen erreicht, womit die vertraglich festgesetzte Geschwindigkeit bedeutend überschritten worden ist.

Im Bauprogramm **der französischen Marine** ist für das Jahr 1906 der **Neubau von drei Linienschiffen** von je 18000 t Wasserverdrängung vorgesehen. Die Schiffe sollen je rd. 36 Millionen ℳ kosten und vier 30,5 cm- und neun 24 cm-Geschütze erhalten.

Berichtigungen.

Z. 1905 S. 1819 l. Sp. Z. 8 v. u. lies: $\eta = 0,58$ statt: $\eta = 0,60$.

Z. 1905 S. 1898 r. Sp. Z. 21 u. f. v. o. lies: »Zahlentafel 6 . . . Gesamtwirkungsgrad von 8,7 vH . . . Kohlenverbrauch von nur 0,976 für 1 PS$_e$-st« statt: »Zahlentafel 4 . . . Gesamtwirkungsgrad von 9,1 vH . . . Kohlenverbrauch von nur 0,94 für 1 PS$_e$-st.«

Z. 1905 S. 1872 r. Sp. Z. 33 v. u. lies: 0,9 vH statt: 0.

[1]) Z. 1900 S. 733.

[1]) Z. 1903 S. 1581.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 339.

Siebente Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft am 23. und 24. November 1905.

Wie in früheren Jahren wohnte auch diesmal Se. Majestät der Kaiser der ersten Sitzung der Schiffbautechnischen Gesellschaft am Morgen des 23. November in der Aula der Technischen Hochschule Charlottenburg bei.

Als erster Redner sprach Professor W. Kübler, Dresden, über die vermeintlichen Gefahren der elektrischen Betriebe. Der Vortragende weist zunächst auf die beachtenswerte Tatsache hin, daß im alltäglichen Leben eine viel größere Zahl von Unfällen durch Fall von Treppen, Leitern, in Luken, Vertiefungen usw. vorkomme, als allgemein bekannt[1]) sei, und erhärtet dies an Hand der amtlichen Statistik, insbesondre durch einen Vergleich mit der sehr viel geringeren Zahl von Unfällen in dem allgemein als nicht ganz ungefährlich angesehenen Verkehr zu Wasser. Die Bestimmung des Gefährlichkeitsgrades ist also nicht leicht, und es kommt hinzu, daß das mehr oder weniger Aufregende des Einzelvorkommnisses leicht als bestimmend für den Grad der Gefährlichkeit angesehen wird. Eine dem entspringende irrtümliche Anschauung über die Gefährlichkeit der elektrischen Anlagen gewinnt eine ernste Bedeutung, da bei den großen Ausgaben für das Unfallwesen, zurzeit alljährlich 150 Millionen ℳ, das Streben nach gesetzgeberischen Bestimmungen vorhanden ist, und die kürzlich angeschnittene Frage der behördlichen Ueberwachung elektrischer Anlagen hat die Schiffbautechnische Gesellschaft veranlaßt, zugleich mit den bedeutendsten technischen Verbänden Deutschlands Einspruch hiergegen zu erheben. Wenn dieser Einspruch bislang noch nicht von Erfolg begleitet gewesen ist, so hat das nach Ansicht des Vortragenden mit daran gelegen, daß eine ausführliche Besprechung der tatsächlichen Verhältnisse mit gleichzeitigen technischen Erklärungen in den bisherigen Verhandlungen nicht durchzuführen war; diesem Zwecke soll der Vortrag dienen, der durch eine Reihe von Versuchen erläutert wird.

Der von den Verfechtern behördlicher Ueberwachung aufgestellten Behauptung:

»daß aber erhebliche Gefahren aus der Elektrizität entstehen, wird doch niemand leugnen können, der sich die zahlreichen Todesfälle zusammenstellt, die alljährlich durch elektrische Anlagen verursacht werden . . . . . .«[2])

und der hieraus gefolgerten Notwendigkeit einer Beaufsichtigung für die elektrischen Anlagen stellt der Vortragende die Behauptung entgegen, daß eine besondre Gefährlichkeit bei elektrischen Anlagen nicht bestehe und daß die Ueberwachung elektrischer Anlagen durch eigens dazu bestellte, den Betrieben nicht angehörende und für sie nicht verantwortliche Beamte unbegründet und nachteilig sei.

An zwei auf dem Versuchsfeld einer größeren Elektrizitätsschaft vorgekommenen, durch Hochspannungsschläge verursachten Unfällen, von denen der eine tödlich verlief, weist der Vortragende nach, daß durch Hochspannung allerdings tödliche Unfälle herbeigeführt werden können, daß dazu aber eine Mitwirkung des Betroffenen durch eine Berührung stattfinden müsse. Durch diese Voraussetzung werde der Gefährlichkeitsgrad wesentlich geringer als derjenige von Gas- oder Dampfleitungen, Benzin- und Petroleumgefäßen usw., bei denen Undichtheiten oder Explosionen alle im Wirkungskreise Befindlichen ohne die Voraussetzung eines Zutuns von ihrer Seite und im allgemeinen auch ohne Unterschied ihrer gerade eingenommenen Stellung bedrohen. Daß Hochspannungsschläge durchaus nicht immer tödlich wirken, beweist außer zahlreichen Vorkommnissen in der Praxis auch der Mißerfolg der Amerikaner bei den Hinrichtungen durch Elektrizität. Aber die Möglichkeit von Unfällen hat doch die »Sicherheitsvorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker« veranlaßt, deren Befolgung der Vortragende als ebenso selbstverständlich erklärt, wie die Anbringung von Wärmeschutz bei Dampfleitungen oder die Erfüllung der Gesetze der Festigkeitslehre bei mechanischen Konstruktionen; demgemäß werden auch bereits auf der Hochschule die Studierenden beim Konstruieren angehalten, diese Vorschriften zu befolgen.

Es gibt allerdings Ausnahmen, in denen blanke Kontakte nur schwierig abgedeckt werden können; das ist der Fall bei gewissen Betriebseinrichtungen und bei den oberirdischen Freileitungen. Erstere sind aber durchweg in geschlossenen Räumen aufgestellt und nur besonders sachkundigen Personen zugänglich, die durch ihren Selbsterhaltungstrieb zur Vorsicht angehalten, durch eine Ueberwachung der Anlage von fremder Seite dagegen höchstens abgestumpft werden; trotzdem wird seitens der beteiligten Kreise auch ohne Antrieb von fremder Seite fortwährend daran gearbeitet, diese Gefahrenquelle mehr und mehr auszumerzen. Die Freileitungen anderseits müssen blank ausgeführt werden; es bleibt daher nur übrig, sie so hoch zu spannen, daß man nicht gut an sie heranreichen oder sie durch Zufall berühren kann. Aber auch hier werden die verantwortlichen Ingenieure des betreffenden Betriebes besser für zweckentsprechende Schutzvorrichtungen sorgen können als Fremde, die die örtlichen Verhältnisse stets nur oberflächlich zu beurteilen vermögen. Gegen das Zerreißen der Drähte wurden früher oft nur sehr unzweckmäßige, ja sogar schädliche Vorrichtungen verwandt, die zum Teil sogar, wie der Vortragende an einem Beispiel nachweist, Unfälle verursacht haben; neuere Ausführungen dagegen, z. B. von Frischmuth und Wentzke, die er vorführt, bewirken unmittelbar nach dem Bruch der Leitung eine Stromunterbrechung und beseitigen so jede Gefahr. Diese Schutzvorrichtungen sind auf Anregung der Betriebsleiter selbst entstanden, die an der Sicherheit ihrer Betriebe besonders stark interessiert sind; denn jede Betriebsunterbrechung durch einen Unfall wirkt störend und ist meist auch mit großen Kosten verknüpft.

Die oft behauptete Gefährlichkeit elektrischer Anlagen in Bergwerken erweist sich als stark übertrieben, sobald man an Hand der amtlichen Statistik die Gesamtunfälle zusammenstellt und sie nach den Ursachen trennt, s. Zahlentafel 1.

Zahlentafel 1.

Jahr	Unfälle in Bergwerken[1])				
	Gesamtzahl der tödlichen Unfälle	durch elektrischen Strom		durch Explosionen	durch einbrechende Gebirge
		tödlich	nicht tödlich	tödlich	tödlich
1899 . . .	859	4	1	26	394
1900 . . .	848	2	5	20	403
1901 . . .	956	2	0	59	431
1902 . . .	818	4	5	10	391

Dabei ist zu berücksichtigen, daß in den Gruben infolge der engen Räume und der in den Bergwerken unvermeidlichen Feuchtigkeit mehr als anderswo Gelegenheit zu Unfällen durch Elektrizität gegeben ist; die Verhältnisse ähneln denen an Bord, sind aber gefährlicher, da in den Gruben längst Spannungen bis zu mehreren tausend Volt zugelassen sind.

Eine zweite Gefahrenquelle der elektrischen Anlagen glaubt man in ihrer angeblichen Feuergefährlichkeit zu finden; dies ging anfangs so weit, daß verschiedene Feuerversicherungsgesellschaften für Häuser mit elektrischen Beleuchtungsanlagen erhöhte Versicherungsprämien einführten, obwohl gleichzeitig, und zwar zwangsweise, die Theater und Gefängnisse der größeren Feuersicherheit wegen mit elektrischer Beleuchtung ausgestattet wurden. Der Vortragende führt im besondern aus, wie im Gegensatz zur öffentlichen Meinung der Kurzschluß durchaus nicht so gefährlich ist, im Gegenteil vielfach dazu benutzt wird, schädliche Wirkungen des elektrischen Stromes zu verhüten. Kurzschluß ist eine unmittelbare Verbindung von Leitern entgegengesetzter Polarität durch einen Körper, der nur geringen elektrischen Widerstand besitzt und im Augenblick der Verbindung keine gegenelektromotorische Wirkung ausübt. Dadurch wird augenblicklich eine sehr große Stromstärke in die Leitung entsandt, die sofort eine Erwärmung zur Folge hat. Durch einen im Beginn der Leitung eingesetzten Sicherungsstreifen oder selbsttätigen Starkstromschalter, der die Rolle eines Schnellschlußventiles spielt, wird die Gefahr, daß durch Kurzschluß von Leitungen übermäßige Erwärmung und so Brandschäden verursacht werden, auf ein Mindestmaß beschränkt, wie auch die Zusammenstellung von Ursachen für die bei einer größeren Feuerversicherungsgesellschaft behandelten Brände beweist; s. Zahlentafel 2.

Sicherungen und selbsttätige Ausschalter haben allerdings in den alten Ausführungen gelegentlich nicht einwandfrei gewirkt, aber die neuen Ausführungen sind mit solcher Sorgfalt durchgebildet, daß sie als völlig zuverlässig angesehen werden können. Wichtig ist noch die Eigenschaft mancher Stoffe, wie imprägniertes Holz usw., bei der Entzündung zu schwelen und zu qualmen; daher empfiehlt der Vortragende allgemein, auch an Stelle des Hartgummis, Porzellan zu verwenden, dessen Fe-

[1]) Vergl. hierzu Z. 1905 S. 114.

[2]) Verhandlungen des Hauses der Abgeordneten 20. Legisl. I. Session 1904 S. 6883.

[1]) nach der Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen.

Zahlentafel 2.

Jahr	Zündungen durch sonstige und unermittelte Ursachen, durch Feuerungsanlagen, durch fehlerhafte Baukonstruktion und Selbstzündungen	Zündungen durch unvorsichtiges Umgehen mit Feuer und Licht	Zündungen durch unvorsichtiges Umgehen mit Streichhölzern seitens älterer Personen	Zündungen durch unvorsichtiges Umgehen mit Streichhölzern seitens Kinder unter 12 Jahren	vorsätzliche und mutmaßliche Brandstiftung	Anzahl der Blitzschläge	Anzahl der Explosionen	Zündungen in elektrischen Anlagen
1894	1586	1351	302	144	1215	238	234	7
1895	2500	1758	335	356	1092	354	253	22
1896	1976	1648	480	165	793	257	285	20
1897	2032	1931	470	213	871	241	233	26
1898	1985	1971	493	261	703	186	232	19
1899	2309	2144	591	296	841	330	245	35
1900	2251	2036	588	261	730	325	254	40

stigkeitseigenschaften bei sachgemäßer Verwendung allen Anforderungen genügen; er weist ferner auf die gute Isolierfähigkeit des gewöhnlichen Ziegelsteines hin, die ihn als Baustoff für Schaltanlagen vorzüglich geeignet macht.

Die Entwicklung zeigt, daß im allgemeinen die Fachkreise in stets wachsendem Maß alle nur denkbaren Zufälligkeiten berücksichtigen und die durch Erfahrung und wissenschaftliche Erkenntnis gewonnenen Grundsätze beachten. Wenn gelegentlich aus falscher Sparsamkeit Fehler vorkommen, so haben sie Haftpflichtstrafen zur Folge, und durch das eigene Interesse des Unternehmers und der Betriebsleitung wird mehr erreicht als durch eine Bevormundung von außenstehender Seite; denn durch das Eindringen fremder Elemente wird die Arbeitslast des Betriebsingenieurs nur vermehrt, und zwar im wesentlichen durch Schreibarbeit, anstatt verringert. Die übertriebene Unfallfurcht und der Irrtum, daß äußere Maßregeln hier günstigen Erfolg haben könnten, ist nach der Ansicht des Vortragenden herbeigeführt durch die geschichtliche Entwicklung der Starkstromtechnik, die unter Führung von Physikern aus dem Telegraphenbau hervorgegangen ist und in ihren Anfängen im wesentlichen der Feinmechanik zugerechnet wurde, während die konstruktive Tätigkeit bei ihr zurückblieb. Gegen das hierdurch hervorgerufene Vordringen minderwertiger Elemente wandten sich die Sicherheitsvorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker, die unter Hintansetzung jedes Geschäftsinteresses ausgearbeitet wurden und allgemein Anerkennung gefunden haben. Die in ihnen geforderten Revisionen gewisser Anlagen, die als Revisionen durch das Betriebspersonal gedacht waren, sind von Uebereifrigen in mißverstandener Weise dahin ausgelegt worden, daß sie auf alle elektrischen Anlagen auszudehnen seien, und daß man für sie besondre Beamte anstellen müsse. Dabei übersieht man aber, daß die Elektrotechnik inzwischen in ihrer Weiterentwicklung die Lehrzeit bereits überwunden und engen Anschluß an den Maschinenbau gefunden hat.

An Hand der amtlichen Statistik weist der Vortragende nach, daß bei gleichbleibender Zahl der überwachten Betriebe und gleichzeitiger erheblicher Steigerung der Zahl der Aufsichtsbeamten und der Ausgaben die Gesamtzahl der Unfälle im Verhältnis zur Arbeiterzahl erheblich zugenommen hat, während sich im Gegenteil die durch elektrische Vorgänge verursachten Unfälle vermindert haben. Die Zahl der sämtlichen tödlich verlaufenen Unfälle hat sich gleichfalls im Verhältnis zur Gesamtunfallzahl nicht verringert. Demnach sprechen die Erfahrungen aus den amtlichen Zahlen nicht zugunsten einer Zwangsaufsicht; dazu kommt noch, daß die Aufsichtsbeamten den Betrieben fremd sein sollen und daher nicht solche Einsicht haben können wie die Betriebsbeamten, die anderseits wiederum das größte Interesse daran haben, daß Unfälle möglichst vermieden werden.

Daher stellt der Vortragende die Forderung auf, daß statt amtlicher Prüfung für eine richtige Belehrung gesorgt werden solle, und zwar besonders bei den Betriebsbeamten. Gegenüber der großen Zahl von Unfallverhütungsvorschriften, die in der Absicht geschaffen sind, jedem verantwortlichen Leiter den Rücken zu decken, die aber gegen unvorhergesehene Erscheinungen doch nicht ausreichen, ist es nach Ansicht des Vortragenden notwendiger, die anerkannten Regeln der Technik zu beachten und ihre Befolgung einzuschärfen. Eine Belehrung hält der Vortragende auch schon aus dem Grunde für erwünscht, um zu verhindern, daß den elektrischen Einrichtungen auch solche Unfälle zur Last gelegt werden, die garnichts damit zu tun haben und auf ganz andre Ursachen zurückzuführen sind.

Der Vortragende macht noch besonders darauf aufmerksam, daß der elektrische Antrieb die Möglichkeit gibt, die außerordentlich gefährliche Wirkung bewegter Massen unschädlich zu machen, indem er große Bremskräfte zur Verfügung stellt; er erläutert dies an den Einrichtungen zum Antrieb der Fahrbühne in der Uebigauer Schiffsversuchsanstalt und an dem Ilgnersche Zusatzschwungrad bei Fördermaschinenanlagen und weist auf die Einwirkung hin, die der Ausbau dieser Wechselwirkung für die Manövrierfähigkeit von Schiffen haben könne. Den Schluß des durch zahlreiche Versuche belebten Vortrages bildet die Vorführung des Artemieffschen Schutzanzuges für Hochspannungsarbeiten.

(Schluß folgt.)

Patentbericht.

Kl. 5. Nr. 157571. Schachtbohreinrichtung für schwimmendes Gebirge. Deutsche Tiefbohr-Aktiengesellschaft, Nordhausen a/H. Die Schachtauskleidung *a* ist mit angegossenen Spülkanälen *b* versehen, welche über Tage durch das Rohr *c* mit der Spülpumpe und unten im Schacht mit dem zugeschärften Schuh *d* in Verbindung stehen, an dessen Schneide das Spülwasser durch Löcher oder Schlitze austritt und das durch die Bohrwerkzeuge *n* losgelöste Gebirge durch das Rohr *l* und das Gestänge *i* zutage fördert. Diese Einrichtung gestattet auch, während des Nachbaues der Schachtauskleidung und des Aufholens der Bohrer unausgesetzt die Bohrsohle zu bespülen, während der abgedichtete Deckel *e* nach Schließen des Ventiles *m* ermöglicht, das Spülwasser erforderlichenfalls außen an der Auskleidung hochzutreiben, damit diese besser sinkt.

Kl. 7. Nr. 159380. Schrägwalzverfahren für Rohre. O. Heer, Düsseldorf. Das vordere Ende des im übrigen zylinderförmigen Walzstückes *a* ist kegelförmig gestaltet, mit zunehmendem Durchmesser nach den Stirnflächen hin. Hierdurch soll erreicht werden, daß die Rohrbildung und mit ihr die Lockerung der Mittelschichten des Werkstückes beim Anstoßen seiner Stirnseite gegen die Spitze des feststehenden Dornes *d* bereits so weit vorgeschritten ist, daß letzterer, ohne erheblichen Widerstand zu finden, in das Werkstück einzudringen vermag.

Kl. 18. Nr. 160510. Blockzange für Einsetzlaufkrane. Duisburger Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. Bechem & Keetman, Duisburg. Die beiden Zangenarme *f*, welche die Greifer *g* zum Erfassen des Blockes *s* tragen, sind in dem senkrecht verschiebbaren Gestell *b* mittels der Arme *di* und *mi* verschiebbar an Ketten *h* aufgehängt. Beim Anheben und Senken mittels des Motors *a* werden somit die Zangenarme *f* gedreht, und zwar so, daß sich die Greifer *g* beim Senken öffnen und beim Heben schließen.

Kl. 7. Nr. 159379. Umlegevorrichtung für Richtmaschinen. Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman, Duisburg. Auf der Welle *a* sitzen die losen Arme *c* und die festen Arme *b*. Beide können durch Kuppelhaken *f* miteinander verbunden werden, was dann selbsttätig unter dem Einfluß der Gegengewichte f_1 geschieht, wenn die losen Arme *c* in ihre wagerechte Stellung unter dem Niveau der Richtbank *i* zurückschwingen und die Arme *b* auf das Werkstück *s* niedergedrückt werden, wobei die Platten *r* als Niederhalter dienen. Die Kuppelhaken *f* lösen sich selbsttätig durch Anschlagen ihrer Rolle *h* an die Gleitfläche *g*. Unter der Wirkung der Gegengewichte *q* kehren dann die losen Arme *c* in ihre wagerechte Stellung zurück, während die festen Arme *b* weiter schwingen und das Werkstück *s* auf dem Rollgang *k* ablegen, worauf sie gleichfalls zurückgeschwungen werden.

Kl. 13. Nr. 161955. Feuerbüchse. J. M. Mc Clellon, Everett (V. St. A.). Die Feuerbüchse ist mit Wassertrommeln *a*, *a* abgedeckt. Die Wände sind aus flachen Wasserrohren *b* gebildet, die an die abgeflachten Seiten der außenliegenden Wassertrommeln angenietet sind. Die unteren Enden der Rohre *b* sind in Winkeleisen *c* vernietet, die eine unten ringsum laufende Wasserkammer bilden. Die Vorderseite wird von Rohren *d*, *d* gebildet, die mit den Stirnseiten der Wassertrommeln verbunden sind.

Kl. 10. Nr. 160272. Liegender Koksofen. Poetter & Co. Akt.-Ges., Dortmund. Von dem im Ofenmauerwerk liegenden Gasverteilkanal *e* gehen die Gaszuleitungskanäle *b* strahlenförmig zu den Wandzügen *c*. Infolge dessen können mehrere Kanäle *b* von einer Stelle aus beobachtet und gereinigt werden.

Kl 18 Nr. 157682. Roheisenmischer. Benrather Maschinenfabrik, A.-G., Benrath bei Düsseldorf. Die Tragbahn *c* für die Mischertrommel *a* steigt, damit die Trommel von selbst wieder in ihre Mittelstellung zurückschwingt, nach beiden Seiten *s* zu allmählich an. Um die Trommel in dieser Lage noch mehr zu sichern, sind die Laufflächen bei *t* abgeflacht.

Kl. 40. Nr. 160694. Röst- und Aufbereitverfahren für pyrithaltige Zinkblenden. Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Kalk bei Köln. Um die Erze ohne Aufwand an fremdem Brennstoff zu rösten und hochgradige schweflige Säure zu gewinnen, röstet man sie in einem ersten Röstofen *a* so weit an, daß nur das unmagnetische Eisenbisulfid (FeS_2) in starkmagnetisches Eisenmonosulfid (FeS) umgewandelt wird, die Zinkblende hingegen unverändert bleibt. Das Röstgut wird dann in einem magnetischen Scheider *b* in Eisenmonosulfid und Zinkblende getrennt. Ersteres wird in dem Röstofen *c* durch Frischluft totgeröstet, letztere in dem Röstofen *d* abgeröstet, in welchem die Abhitze des Röstofens *c* mit einem genügenden Ueberschuß an Luft eingeleitet wird.

Kl. 24. Nr. 162072. Schrägrost. Gebr. Ritz & Schweizer, Schwäb. Gmünd. Die Roststäbe *c* sind am Schlackenspalt *a* derart wagerecht abgekröpft, daß die Schlacke durch das von unten eingeführte Schüreisen *d* ohne Mühe in den Schlackenspalt gestoßen werden kann.

Kl. 24. Nr. 160012. Funkenfänger. Robert Latowski, Breslau. Die gelochte Klappe *a* hängt frei pendelnd an dem Kastensieb *b*. Bei schwachem Zug gibt sie den Weg zum Schornstein frei, bei stärkerem Zug bildet sie mit dem Kasten *b* ein geschlossenes Sieb. Durch das Anschlagen an das Kastensieb *b* werden die Siebflächen von Kohlenteilchen gereinigt.

Kl 49. Nr. 156885. Dampfdruckübersetzer für hydraulische Pressen. Société nouvelle des Établissements de l'Horme et de la Bruire, Lyon. Im Dampfzylinder *a* sind zwei für sich bewegliche Kolben *b* und *c* angeordnet, deren Kolbenstangen *d* und *e* verschiedenen Querschnitt haben und die Pumpenkolben der hydraulischen Presse bilden, mit der sie durch die Leitung *fgh* und den Dreiwegehahn *i* verbunden sind. Je nachdem der große oder der kleine Kolben *d* oder *e* arbeitet, wird ein geringer oder hoher Preßdruck (für das Formen oder das Schmieden) erzeugt.

Kl. 59. Nr. 160461. Zentrifugalpumpe. W. Lange, Berlin. Das bezw. die Leiträder *l* sind an der Einlaufseite der Schaufelräder *s* in radialer Richtung ganz oder teilweise offen und durch an den Schaufelrädern *s* befestigte und mit geringem Spiel vor dem Leitrade *l* umlaufende Entlastungsscheiben *e* abgeschlossen. Hierdurch soll der in den Leiträdern erzeugte höhere Druck auf die Einlaufseite der Schaufelräder gebracht und der auf die hintere Seite der Schaufelräder wirkende Druck ausgeglichen werden.

Kl. 59. Nr. 158178. Heben von Flüssigkeiten mittels Preßluft. P. Müller, Berlin. Die Preßluft wird durch Rohre *b* in zwei beliebig gegeneinander gerichteten Strömen in das Förderrohr *a* eingeleitet und soll sich hierdurch inniger als sonst mit der zu hebenden Flüssigkeit mischen.

Kl. 59. Nr. 157850. Injektor mit zwei Schlabberwasserausgängen. W. Strube, Magdeburg-Buckau. Die beiden Schlabberventile *a* und *b*, von denen *a* vor und *b* hinter der Druckentwicklungsstelle der Wasserdüse *d* angeordnet ist, werden durch einen Hebel *h* derartig beeinflußt, daß beide Ventile sich zwangläufig schließen, sobald das Wasser angesaugt ist. Diese Einrichtung macht den Schlabberwasserverlust gering und gestattet, die Ventilquerschnitte beliebig groß zu wählen.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Die Anwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.

Hr. Dr.-Ing. Berner sagt in Z. 1905 S. 1063:

»Strahl hat in Z. 1904 S. 20 u. f. versucht, den Anteil der geringeren Eintrittsverluste an der Gesamtersparnis theoretisch zu bestimmen. Die Formel (3), zu der er hierbei gelangt, beruht auf einem Trugschluß, indem bei der Bestimmung des indizierten Wirkungsgrades der mittlere Dampfdruck p_i der wirklichen Maschine für gesättigten und überhitzten Dampf gleich gesetzt wird, was nicht der Fall ist, da sich die mittleren Dampfdrücke hierbei nicht auf gleiche Leistungen, sondern auf gleiche Dampfgewichte beziehen. Der Verfasser kommt dadurch zu dem natürlich nicht allgemein gültigen Schluß, daß das Verhältnis der indizierten Wirkungsgrade gleich dem umgekehrten Verhältnis der mittleren Drücke der verlustlosen Maschine ist. . . . . Auch das Hauptergebnis, das der Verfasser dahin ausspricht, daß bei mäßiger Ueberhitzung der Hauptanteil der Ersparnis den verminderten Wandungsverlusten zukommt, ist nach den obigen Ausführungen nicht ganz sicher.«

In meinen angezogenen theoretischen Betrachtungen von vergleichenden Versuchen mit gesättigtem und überhitztem Dampf an Lokomotiven gleicher Bauart beziehen sich die maßgebenden Größen, das beobachtete Dampfgewicht G für gesättigten und G' für überhitzten Dampf, die Arbeit der wirklichen Maschine L_i bezw. L_i', der mittlere indizierte Dampfdruck p_i bezw. p_i' dieser Arbeit, die Arbeit der praktisch verlustfreien Maschine L bezw. L', der mittlere theoretische Dampfdruck dieser Arbeit p_m bezw. p_m', sowie der indizierte Wirkungsgrad η_i bezw. η_i' auf einen Hub und auf das gegebene Zylindervolumen V.

Da es sich um gleiche Leistungen und gleiche stündliche Umdrehungen gleicher Lokomotiven handelt, so ist es doch selbstverständlich, daß hier der mittlere indizierte Dampfdruck p_i für gesättigten und überhitzten Dampf der gleiche ist.

Ferner ist in den von mir aufgestellten Beziehungen der indizierte Wirkungsgrad, wie immer, das Verhältnis der wirklich gewonnenen indizierten Arbeit zu der Arbeit der praktisch verlustfreien Maschine für dasselbe Dampfgewicht, nämlich für dasjenige, welches im Durchschnitt mit jedem Hube dem Dampfzylinder zugeführt worden ist. Der Vorwurf eines Trugschlusses nach den obigen Auslassungen des Hrn. Berner ist demnach nicht berechtigt.

Eine andre Frage ist es, ob die Berechnung der theoretischen Arbeit streng richtig ist. Man kann über die Berechtigung des von mir gewählten Expansionsverhältnisses im Zweifel sein.

Das Dampfgewicht für 1 Hub war gegeben, mithin auch das entsprechende Volumen des trocknen oder überhitzten Dampfes. Ich stellte mir nun vor, dieses Volumen expandiere in dem für Wärme vollständig unempfänglichen Dampfzylinder bis zum Hubende, d. h. bis zum Zylindervolumen V. Mit diesem Expansionsverhältnis wurden die theoretische Arbeit L bezw. L' und die mittleren theoretischen Dampfdrücke p_m und p_m' berechnet ($L = p_m V$ und $L' = p_m' V$). Da sich aus den beobachteten Dampfverbrauchziffern gleiche Volumina für gesättigten und überhitzten Dampf ergaben, war der so ermittelte Expansionsgrad der theoretischen Arbeit des gesättigten und des überhitzten Dampfes gleich groß. Das Expansionsverhältnis der wirklichen Maschine ist natürlich infolge der Kontraktion des eintretenden Dampfes durch Abkühlung an den Zylinder- und Kolbenflächen (bei gesättigtem Dampf auch noch infolge der Dampfnässe) kleiner. Noch kleiner ist der Füllungsgrad bei vollständiger Dehnung bis zum Gegendruck. Im letzteren Fall ist die theoretische Arbeit am größten und der indizierte Wirkungsgrad am kleinsten.

In den »Normen für die Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen« (Z. 1900 S. 460) wird bekanntlich für die Arbeit der verlustfreien Maschine ein Expansionsverhältnis vorgeschrieben, wie es in der wirklichen Maschine vorhanden ist, während es in England üblich ist, einen Vergleichsprozeß nach dem Vorschlage Rankines (Clausius) mit vollständiger Expansion bis zur Spannung im Ausströmungsrohr zu verwenden.

Infolge der fortwährend wechselnden Belastung einer fahrenden Lokomotive ist es unmöglich, die mittlere indizierte Leistung und damit den mittleren Expansionsgrad der wirklichen Maschine nach d n Normen mit Hülfe von Indikatordiagrammen zu bestimmen. Anderseits wird die wirkliche Maschine beim Vergleich mit dem englischen Idealprozeß oder ähnlichen Prozessen mit vollständiger Expansion (Zeuner: Thermodynamik Bd. II 1901 S. 423) zu ungünstig beurteilt, mit dem von mir berechneten Expansionsgrad dagegen zu günstig. Der zweckmäßigste Vergleichswert nach den Normen wird zwischen beiden liegen. Weichen die Ergebnisse voneinander beträchtlich ab, so ist der Einwand gegen den von mir eingeschlagenen Weg zur Berechnung des Anteiles der geringeren Wandungsverluste usw. an der Gesamtersparnis bei Anwendung überhitzten Dampfes berechtigt.

Die Wärmeersparnis hängt von dem Verhältnis der indizierten Wirkungsgrade ab. Aus obigen Bemerkungen ergibt sich:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L} = \frac{p_i V}{p_m V} = \frac{p_i}{p_m}; \quad \eta_i' = \frac{L_i}{L'} = \frac{p_i V}{p_m' V} = \frac{p_i}{p_m'}$$

und

$$\frac{\eta_i}{\eta_i'} = \frac{p_i}{p_m}\,\frac{p_m'}{p_i} = \frac{p_m'}{p_m},$$

d. h. die indizierten Wirkungsgrade verhalten sich umgekehrt wie die mittleren theoretischen Dampfdrücke. Da ich letztere für die beiden Zwillingslokomotiven zu $p_m' = 4{,}52$ und $p_m = 4{,}89$ berechnet habe, so ergibt sich das Verhältnis

$$\frac{\eta_i}{\eta_i'} = \frac{4{,}52}{4{,}89} = 0{,}9243,$$

d. h. annähernd eine Wärmeersparnis durch Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades von 7,57 vH bei einer Dampfüberhitzung von 190° auf 260°.

Mit Hülfe der von mir in der angezogenen Arbeit mitgeteilten Versuchswerte würde sich nach dem Zeunerschen Vergleichsprozeß mit vollständiger Expansion ergeben:

$$\frac{\eta_i}{\eta_i'} = 0{,}9262.$$

Das Verhältnis der indizierten Wirkungsgrade nach den Normen wird daher sein müssen:

$$0{,}9243 < \frac{\eta_i}{\eta_i'} < 0{,}9262.$$

Der Unterschied ist sehr gering und kann bei dem von mir angestellten, nur annähernd gültigen Vergleich unbedenklich vernachlässigt werden. Daß der Unterschied so gering ausfällt, ist darauf zurückzuführen, daß die Unvollständigkeit der Expansionsarbeit für den theoretischen Prozeß des gesättigten und des überhitzten Dampfes in gleichem Maße in Betracht kommt, ihr Einfluß auf das Verhältnis dieser Arbeitsgrößen daher nicht sehr groß ist.

Damit muß aber auch die Berechtigung meiner Schlußfolgerungen in dem speziellen Falle zugegeben werden, die auch dann nicht wesentlich anders ausfallen würden, wenn es möglich wäre, bei vergleichenden Versuchen an Lokomotiven die Normen anzuwenden, und die sich mit den Schlußfolgerungen decken, zu welchen Mollier (Z. 1898 S. 686) bei seinen theoretischen Betrachtungen von vergleichenden Versuchen an ortfesten Dampfmaschinen gelangt.

Beuthen, 10. November 1905.

Hochachtungsvoll

Strahl, Eisenbahnbauinspektor.

Wie Hr. Eisenbahnbauinspektor Strahl zu Anfang seiner Entgegnung ganz richtig und von mir unbestritten hervorhebt, beziehen sich seine Werte p_i bezw. p_i' und p_m bezw. p_m' auf einen Hub und gleiche Dampfgewichte für gleiche Umdrehungszahl. Daraus folgt notwendig, daß die verlustlose Maschine bei der Betrachtungsweise des Hrn. Strahl einen größeren Füllungsgrad erhält als die wirkliche, denn die erstere leistet ja für gleiches Dampfgewicht mehr. In der Tat berechnet Hr. Strahl den Füllungsgrad der verlustlosen Maschine theoretisch aus dem verbrauchten Dampfgewicht und kommt dabei zu gleichen Füllungsgraden für gesättigten und überhitzten Dampf. Nun sind aber bekanntlich die wirklichen Füllungen in diesem Falle nicht gleich. Es findet also die tatsächlich vorhandene Verschiedenheit im Expansionsverhältnis keine Berücksichtigung, oder aber man müßte zur Vermeidung dieser Rücksichtnahme die p_i nicht für gleiche Leistung, sondern für gleichen Füllungsgrad bestimmen. Das letztere war der Grundgedanke meines ursprünglichen Ein

wandes, wobei ich allerdings statt »für gleiche Füllungen« versehentlich »für gleiche Dampfgewichte« gesagt habe.

Wie Hr. Strahl nun ganz richtig feststellt, gibt es für die Bestimmung des indizierten Wirkungsgrades zwei Vergleichsprozesse, mit und ohne Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses. Einen dritten Prozeß, bei dem nach dem Vorgange des Hrn. Strahl die Füllung für die verlustlose Maschine aus dem Dampfverbrauch der wirklichen Maschine theoretisch berechnet wird, gibt es überhaupt nicht. Zweifel in dieser Beziehung haben niemals und nirgends bestanden. Abgesehen davon glaubt Hr. Strahl, daß der Unterschied bei der Verwendung seines Prozesses gegenüber den beiden andern sehr gering ausfällt, weil die Unvollständigkeit der Expansionsarbeit für den theoretischen Prozeß des gesättigten und des überhitzten Dampfes in gleichem Maß in Betracht kommt. Gegenüber dem Prozeß mit vollständiger Expansion ist das gewiß richtig, aber doch nicht gegenüber dem Prozeß mit Berücksichtigung der wirklichen Füllungen, wo die Unvollständigkeit der Expansion im Gegenteil in sehr verschiedenem Maß in Betracht kommen kann. Das ist ja doch der Kernpunkt des ganzen Streites, daß bei der theoretischen Berechnung der Füllungsgrade nach Art des Hrn. Strahl der wirkliche Unterschied im Expansionsverhältnis bei gesättigtem und überhitztem Dampf gar nicht berücksichtigt und deshalb der Vergleich der Arbeitsverluste auf ungleicher Grundlage aufgebaut wird. Wieviel das Verhältnis $\frac{\eta_i}{\eta_i'}$ für die wirklichen Füllungen von dem des Hrn. Strahl abweicht, hängt weniger von der absoluten Größe des Füllungsgrades als von dem Unterschied der Füllungsgrade bei gesättigtem und überhitztem Dampf ab. Es kann deshalb auch nicht ohne weiteres behauptet werden, daß der richtige Wert in der Mitte liegt, weil die Füllungen auch in der Mitte liegen. Uebrigens ist die von Hrn. Strahl gefundene Uebereinstimmung der theoretischen Füllungen für gesättigten und überhitzten Dampf, wie ich an andrer Stelle meiner Arbeit auf Grund von Versuchen bewiesen habe, eine rein zufällige. Es können sich ebenso gut ungleiche, und zwar für überhitzten oder gesättigten Dampf größere Füllungsgrade ergeben. Zeigen die theoretischen Füllungsgrade den gleichen Unterschied wie die wirklichen, so wird der Fehler nur gering sein; es kann aber gerade umgekehrt der Füllungsgrad bei gesättigtem Dampf theoretisch größer, der Fehler also beträchtlich werden. Die Fehlergröße im jetzigen Fall ist ohne Kenntnis der wirklichen Füllungen nicht anzugeben. Jedenfalls kann der Prozeß des Hrn. Strahl auf allgemeine Verwendbarkeit keinen Anspruch machen. Mit ihm fällt auch die Beziehung

$$\eta_i = \frac{p_i}{p_m}$$

und damit Formel 3; denn erstere ist nur möglich, wenn die verlustlose Maschine eine größere (theoretisch berechnete) Füllung hat als die wirkliche.

Wegen der Schlußfolgerungen bin ich der Ansicht, daß man aus Formeln, die keinen Anspruch auf allgemeine Richtigkeit machen können, keine Schlüsse ziehen soll.

Hochachtungsvoll

München, 13. November 1905. Dr. Berner.

Theorie und Berechnung der Vollturbinen und Kreiselpumpen.

Geehrte Redaktion!

Mit Bezug auf die in Nr. 41 dieser Zeitschrift von Hrn. Prof. Lorenz veröffentlichte Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen erlaube ich mir, auf folgende Punkte aufmerksam zu machen.

Hr. Lorenz behauptet in seiner Abhandlung (S. 1672), daß die eingeführte Zwangsbeschleunigung q senkrecht auf der Schaufelfläche stehen muß, wenn die Wasserbewegung in der angegebenen Weise vor sich gehen soll, macht aber in der weiteren Rechnung von dieser Bedingung keinen Gebrauch. Die Gleichung (5c) des Verfassers drückt nur aus, daß die Zwangsbeschleunigung normal gerichtet ist zur relativen Bahn des Wassers, d. h. zu gewissen Linien auf der Schaufelfläche, aber sie besagt noch nicht, daß die Zwangsbeschleunigung normal zur Fläche selbst steht. Infolge dieser Vernachlässigung führt das angegebene Verfahren im allgemeinen zu unrichtigen Ergebnissen, insbesondre bei dem vom Verfasser gebrachten Beispiel, für welches in Fig. 9 (S. 1674) das Laufrad gezeichnet ist.

(Die im folgenden angegebene Numerierung der Gleichungen bezieht sich auf den zitierten Aufsatz des Verfassers in Nr. 41 der Zeitschrift.)

Hr. Lorenz geht von den hydraulischen Grundgleichungen (1) aus. Durch die Wahl der Funktionen $\Psi_{(r_1 z)}$ und $f_{(r_1 z)}$ werden die absoluten und relativen Geschwindigkeiten in jedem Punkt festgelegt (Gl. (10) und (21)). Damit ist aber auch die ganze Wasserbewegung eindeutig bestimmt.

Zunächst berechnet sich sehr einfach q_n aus Gl. (14). Ferner folgt aus Gl. (4), in welcher für

$$q_r dr + q_n r d\varphi + q_z dz$$

nach Gl. (5b)

$$q_n r \omega dt$$

und nach Gl. (14)

$$\omega d(w_n r)$$

zu setzen ist, durch Integration

$$\frac{g}{\gamma} p = g z - \frac{w^2}{2} + \omega w_n r + \text{konst.}$$

Daraus folgt durch partielle Differentiation:

$$\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r} = -w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} - w_n \frac{\partial w_n}{\partial r} - w_z \frac{\partial w_z}{\partial r} + \omega \frac{\partial (w_n r)}{\partial r}$$

$$\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial z} = g - w_r \frac{\partial w_r}{\partial z} - w_n \frac{\partial w_n}{\partial z} - w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} + \omega \frac{\partial (w_n r)}{\partial z}.$$

Aus den Gleichungen (1) geht damit hervor:

$$q_r = w_z \left(\frac{\partial w_r}{\partial z} - \frac{\partial w_z}{\partial r}\right) - \left(\frac{w_n}{r} - \omega\right) \frac{\partial (w_n r)}{\partial r}$$

$$q_z = -w_r \left(\frac{\partial w_r}{\partial z} - \frac{\partial w_z}{\partial r}\right) - \left(\frac{w_n}{r} - \omega\right) \frac{\partial (w_n r)}{\partial z}.$$

Durch die Werte q_r, q_z, q_n ist die Größe und Richtung der Zwangsbeschleunigung an jedem Punkte bestimmt. Da die Zwangsbeschleunigung normal zur Schaufelfläche stehen muß, so müssen die Werte

$$\frac{q_r}{\sqrt{q_r^2 + q_z^2 + q_n^2}},\ \frac{q_z}{\sqrt{q_r^2 + q_z^2 + q_n^2}},\ \frac{q_n}{\sqrt{q_r^2 + q_z^2 + q_n^2}}$$

die Richtungscosinus der Schaufelfläche darstellen. Ist $\Phi(r, z, \chi)$ die Gleichung der Schaufelfläche, so muß also sein:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial r} : \frac{\partial \Phi}{\partial z} : \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial \chi} = q_r : q_z : q_n.$$

Ferner kann die Differentialgleichung der Schaufelfläche, die die Form haben muß:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial r} dr + \frac{\partial \Phi}{\partial z} dz + \frac{1}{r}\frac{\partial \Phi}{\partial \chi} r d\chi = 0,$$

unter Berücksichtigung der obigen Beziehung geschrieben werden:

$$q_r dr + q_z dz + q_n r d\chi = 0.$$

Diese Gleichung, in welcher im allgemeinsten Fall die Werte q_r, q_z, q_n Funktionen von r, z, χ sind, braucht nun keineswegs eine krumme Fläche darzustellen. Wenn auch an jedem Punkt im Raum die Richtung q gegeben ist, wenn also eine Schar von Kurven im Raum vorhanden ist, die für jeden Punkt die Richtung der Normale repräsentieren, so ist damit noch nicht gesagt, daß sich auch eine zusammenhängende Fläche senkrecht zu diesen Kurven herstellen läßt. Mathematisch kommt dies in folgender Weise zum Ausdruck:

Wenn eine Fläche möglich ist, so muß es auch eine Funktion $\Phi_{(r, z, \chi)}$ geben, die diese Fläche darstellt. Die Differentialgleichung dieser Funktion

$$\frac{\partial \Phi}{\partial r} dr + \frac{\partial \Phi}{\partial z} dz + \frac{\partial \Phi}{\partial \chi} d\chi = 0,$$

muß entsprechen der Gleichung

$$q_r dr + q_z dz + q_n r d\chi = 0.$$

Diese letzte Gleichung braucht nicht mit der vorhergehenden identisch zu sein, wohl aber muß sie identisch gemacht werden können durch Multiplikation mit einem Faktor F, der eine Funktion von r, z, χ sein kann. Daher müssen folgende Beziehungen erfüllt sein:

$$\frac{\partial (F q_r)}{\partial z} = \frac{\partial (F q_z)}{\partial r}$$

$$\frac{\partial (F q_z)}{\partial \chi} = \frac{\partial (F q_n r)}{\partial z}$$

$$\frac{\partial (F q_n r)}{\partial r} = \frac{\partial (F q_r)}{\partial \chi}$$

oder

$$q_r \frac{\partial F}{\partial z} - q_z \frac{\partial F}{\partial r} = F\left[\frac{\partial q_z}{\partial r} - \frac{\partial q_r}{\partial z}\right]$$

$$q_z \frac{\partial F}{\partial \chi} - q_n r \frac{\partial F}{\partial z} = F\left[\frac{\partial (q_n r)}{\partial z} - \frac{\partial q_z}{\partial \chi}\right]$$

$$q_n r \frac{\partial F}{\partial r} - q_r \frac{\partial F}{\partial \chi} = F\left[\frac{\partial q_r}{\partial \chi} - \frac{\partial (q_n r)}{\partial r}\right].$$

Multipliziert man die erste dieser Gleichungen mit $\frac{q_n r}{F}$, die zweite mit $\frac{q_r}{F}$, die dritte mit $\frac{q_z}{F}$, und addiert alle drei, so entsteht:

$$q_n r\left[\frac{\partial q_z}{\partial r} - \frac{\partial q_r}{\partial z}\right] + q_r\left[\frac{\partial (q_n r)}{\partial z} - \frac{\partial q_z}{\partial \chi}\right] + q_z\left[\frac{\partial q_r}{\partial \chi} - \frac{\partial (q_n r)}{\partial r}\right] = 0.$$

Diese Bedingung muß erfüllt sein, damit überhaupt eine zusammenhängende Fläche möglich ist.

Für die Anwendung auf die Schaufelfläche läßt sich diese Gleichung noch vereinfachen, weil die Werte q von χ nicht abhängig sind:

$$q_n r\left(\frac{\partial q_z}{\partial r} - \frac{\partial q_r}{\partial z}\right) + q_r \frac{\partial (q_n r)}{\partial z} - q_z \frac{\partial (q_n r)}{\partial r} = 0$$

oder

$$q_n r \frac{\partial q_z}{\partial r} - q_z \frac{\partial (q_n r)}{\partial r} = q_n r \frac{\partial q_r}{\partial z} - q_r \frac{\partial (q_n r)}{\partial z}$$

oder

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{q_z}{q_n r}\right) = \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{q_r}{q_n r}\right).$$

Bei dem Beispiel, welches Hr. Lorenz durchrechnet (mit $\Psi = a r^2 z$, $w_n r = c^2 r^2 - c^2 z^2$), ist nun diese Bedingung nicht erfüllt, wie man durch Einsetzen der Werte leicht feststellen kann; daher ist für diesen Fall eine Schaufelfläche, die eine Wasserbewegung in der angegebenen Weise erzwingt, nicht möglich. Wenn man nach irgend einem Verfahren, etwa mit Hülfe der Gleichung (23), eine Schaufel herstellt, so werden die Wasserbewegungen andre als vorausgesetzt.

Es ist also nicht zulässig, die Funktionen Ψ und f ganz beliebig und unabhängig voneinander zu wählen; sie müssen vielmehr so festgelegt werden, daß die abgeleitete Bedingung erfüllt wird.

Wählt man die Funktion $\Psi_{(r,z)}$ so, daß die Wirbelkomponente $\frac{\partial w_r}{\partial z} - \frac{\partial w_z}{\partial r}$ verschwindet, so ergibt sich eine weitere einfache Beziehung, die das Aufzeichnen der Schaufel sehr erleichtert.

Für die Kurvenschar, welche auf der Schaufelfläche entsteht, wenn man Ebenen durch die Achse des Laufrades legt, gelten nämlich die Gleichungen

$$\Phi_{(r,z,\chi)} = 0 \text{ und } \chi = \text{konst.}$$

Hierfür kann man auch die Differentialgleichungen schreiben:

$$q_r\, dr + q_z\, dz + q_n r\, d\chi = 0$$

und

$$d\chi = 0,$$

so daß entsteht:

$$q_r\, dr + q_z\, dz = 0.$$

Setzt man hier für q_r und q_z die berechneten Werte ein, so entsteht für den Fall, daß

$$\frac{\partial w_r}{\partial z} - \frac{\partial w_z}{\partial r} = 0$$

ist:

$$\frac{\partial (w_n r)}{\partial r} dr + \frac{\partial (w_n r)}{\partial z} dz = 0$$

oder, da gesetzt war:

$$w_n r = f_{(r,z)}$$

$$\frac{\partial f}{\partial r} dr + \frac{\partial f}{\partial z} dz = 0,$$

d. h.

$$f_{(r,z)} = \text{konst.}$$

Die Axialschnitte sind also gleichzeitig Linien gleicher Arbeitsentnahme, d. h. solche Kurven, längs deren das Moment $w_n r$ konstant ist, oder umgekehrt, die Linien gleicher Arbeitsentnahme, zu denen auch die Eintritts- und Austrittskante gehören, erscheinen im Grundriß radial.

Jena, den 8. November 1905.

Dr.-Ing. W. Bauersfeld.

Geehrte Redaktion!

Zu den vom hydrodynamischen Standpunkte sehr interessanten Ausführungen des Hrn. Dr. Bauersfeld habe ich kurz folgendes zu bemerken:

Die vom Herrn Einsender aus meinen Grundformeln hergeleitete Bedingung für die Normalstellung der Zwangsbeschleunigung zur Schaufelfläche habe ich hauptsächlich darum nicht weiter verfolgt, weil sie durch die zurzeit ganz unberechenbare, von mir im Wirkungsgrade summarisch zusammengefaßte Wasserreibung geradezu umgestoßen wird. Außerdem aber trotz die hieraus folgende Differentialgleichung auch in der eleganten Schlußform des Herrn Einsenders allen Versuchen der Integration, so daß weder Hr. Dr. Bauersfeld noch ich die Gestalt der Funktion $(w_n r) = f_{(r,z)}$ zu ermitteln vermag. Es bleibt demnach nur der von mir eingeschlagene Weg der vorläufigen Annahme dieser Funktion übrig, dessen Ergebnis ja leicht mit der Forderung des idealen Verlaufes der Kurven konstanter $(w_n r)$ auf Radialebenen im Schaufelplan verglichen werden kann. Dabei stellt sich z. B. heraus, daß dieser Bedingung die reinen Radialräder im Sinne der Figur 7 meiner Abhandlung ohnehin genügen; dieselben zeichnen sich durch besonders einfache Wasserführung aus und dürften schon aus diesem Grunde der theoretischen Vollkommenheit am nächsten kommen. Die hierfür von mir aufgestellte allgemeine Vorschrift der Bildung und Begrenzung von Radschaufeln durch ein Netz von Stromlinien und Kurven gleicher Arbeitsentnahme bleibt natürlich von den Ausführungen des Hrn. Dr. Bauersfeld gänzlich unberührt.

Angesichts der fundamentalen Bedeutung dieses neuen Satzes für die Theorie und den Entwurf von Turbinen und Kreiselpumpen möchte ich, einer Anregung aus der Praxis folgend, den in meiner Abhandlung nur kurz angedeuteten Uebergang der allgemeinen Momentengleichung (15b) zur Eulerschen Formel (19) bei dieser Gelegenheit etwas schärfer begründen. Setzt man nämlich in (15b) den Ausdruck (12) für das Massenelement dm ein, so wird das Drehmoment

$$\mathfrak{M} = \iiint \frac{\gamma}{g} r\, dr\, d\varphi \frac{dz}{dt} d(w_n r) = \iint 2\pi \frac{\gamma}{g} r\, dr\, w_z\, d(w_n r)$$

oder, da nach früherem

$$2\pi \gamma r\, dr\, w_z = dQ$$

war, auch

$$\mathfrak{M} = \frac{1}{g} \iint dQ\, d(w_n r).$$

Diese Gleichung ergibt dann sofort die Eulersche Formel (19) für gleiche Aenderungen von $(w_n r)$ an jedem Element dQ.

Schließlich möchte ich die Bemerkung nicht unterdrücken, daß meine Theorie schon infolge ihrer zweidimensionalen Formulierung nur ein Näherungsverfahren darstellt und als solches der praktischen Prüfung selbstverständlich bedarf.

Danzig, den 15. November 1905.

H. Lorenz.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **achtundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

B. Loewenherz und **A. H. van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.

C. Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure kostet für Mitglieder im Postinland 2 *M*, im Postausland 2,50 *M*, für Nichtmitglieder 6 *M*, und ist von der Geschäftstelle, Berlin N.W. 7, Charlottenstr. 43, sowie durch Julius Springer, Berlin N. 24, Monbijouplatz 3, zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Maschinenanlagen zur Erweiterung der Berliner Elektrizitätswerke.

Dampfmaschine von max. 6500 PS_i, gebaut von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei, Görlitz.

Dampfmaschine von max. 6500 PS_i, gebaut von Gebrüder Sulzer in Winterthur und Ludwigshafen.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 50. Sonnabend, den 16. Dezember 1905. Band 49.

Inhalt:

Deutsche Turbinen am Niagara.

Von Oberingenieur **Albert Ungerer**.

(Vorgetragen im Württembergischen Bezirksverein.)

Seit dem Tage, an dem es der Elektrotechnik gelang, auf heute noch mehr oder weniger geheimnisvollen Wegen große Energiemengen auf weite Entfernungen zu verteilen, hat sich die Aufmerksamkeit aller Industriezweige den großen Wasserkräften zugewandt, die bis dahin, ohne nutzbringende Arbeit zu verrichten, in Schaum und Wirbeln verbrausten und vertobten.

Vom Katheder herab und aus der Praxis heraus wurden die sich öffnenden Ausblicke erörtert und Pläne geschmiedet, die zum großen Teil heute noch Luftschlösser sind, deren Verwirklichung aber früher oder später doch von der unaufhaltsamen Tätigkeit der Technik erzwungen werden wird.

In Europa wird sich allerdings nur von Skandinavien und einem Teil der Alpenländer prophezeien lassen, daß ihre Zukunft im Wasser liegt, und besonders Deutschland kann leider nicht von allzu großen hydroelektrischen Krafthäusern träumen, da seine Gebirge von den bedeutenden Wasserläufen ziemlich scharf getrennt sind; aber drüben, im Lande der gewaltigen Naturkräfte und der raschen Taten, bot und bietet sich noch lange ein weites Feld für die Tätigkeit des Ingenieurs. Besonders für den Turbinenbauer schwebt ein Nimbus über jenem gesegneten Land und vor allem über der bekanntesten der nordamerikanischen Riesen-Wasserkräfte, dem Niagarafall.

Wieviel und wie rasch dieses Viele dort geleistet worden ist, darüber ist in dieser Zeitschrift seit dem Jahr 1892 an zahlreichen Stellen[1]) berichtet, so daß ich mich hier des Zusammenhanges halber auf eine kurze Uebersicht über die bestehenden und im Bau befindlichen Anlagen beschränken darf.

Sechs Gesellschaften haben sich bis jetzt gebildet, welche in immer größerem Maßstabe die Ausnutzung der Wasserfälle zur Erzeugung elektrischer Energie betreiben.

Vier der Krafthäuser, je zwei davon der Niagara Falls Power Co. und der Niagara Falls Hydraulic Power and Manufacturing Co. gehörig, liegen auf amerikanischer Seite, während auf der kanadischen Seite des Flusses die Anlagen der Canadian Niagara Power Co., der Ontario Power Co. und der Electrical Development Co. errichtet oder im Bau begriffen sind (vergl. Z. 1904 S. 648).

Die sechste Gesellschaft ist die Hamilton Cataract Power Light and Traction Co., deren Krafthaus etwas weiter landeinwärts bei St. Catharines auf kanadischer Seite gelegen ist.

Wer die bisher erschienenen Beschreibungen der verschiedenen Anlagen verfolgt hat, dem muß sofort die für unsre Begriffe eigentümliche Bauart der meisten von ihnen in die Augen fallen: In das felsige Uferland sind tiefe Schlitze eingearbeitet, auf deren Grund die Turbinen sitzen, welchen das Betriebswasser durch senkrechte Rohrleitungen zugeführt wird, und die mit langen, meist aus Blechrohren hergestellten Wellen die über Tage stehenden Stromerzeuger antreiben. Das Unterwasser fließt in langen Tunneln dem Mutterbett unterhalb der Fälle wieder zu.

Die Gründe, welche für diese Anordnung ins Feld geführt werden, sind mannigfaltig. Teils soll sie durch die Schwierigkeit und Kostspieligkeit des Grunderwerbes für die Anlage von oberirdischen Kanälen bedingt sein, teils durch die Schwierigkeit der Raumbeschaffung an den fast senkrecht abfallenden Ufern unterhalb der Fälle, teils endlich durch die Furcht vor unterirdischen Maschinensälen, hauptsächlich mit Rücksicht auf Feuchtigkeit. Die Mitwirkung dieser Umstände kann allerdings nicht geleugnet werden, aber ein weiterer und nicht der geringste Grund für die erwähnte Anordnung wird darin zu suchen sein, daß die Papierfabriken und Mühlen, welche am alten Industriekanal des Niagarafalles liegen, ihre Turbinen in derartigen Schlitzen bei den Fabrikgebäuden unterbringen mußten, weil es zu jener Zeit noch keine Kraftübertragung gab. Diesen kleinen Anlagen sind die großen Krafthäuser nachgebaut; denn der Amerikaner richtet im allgemeinen seine Konstruktionen sehr selten nach neuen Verhältnissen, sondern paßt lieber die neuen Verhältnisse einer alten Konstruktion an, die sich irgendwo bewährt hat und die er deshalb zum »standard type« erhebt, von dem er schwer abzubringen ist.

Nur eine der älteren Anlagen, diejenige der Niagara Falls Hydraulic Power and Manufacturing Co., ist unterhalb der Fälle errichtet worden und weist hydraulische Motoren mit liegender Welle auf, die mit den Dynamos in einem

[1]) Vergl. Z. 1892 S. 1219; 1893 S. 832; 1896 S. 486; 1900 S. 346; 1901 S. 1095, 1239; 1904 S. 648, 1765.

Maschinenhause stehen (Z. 1900 S. 346). Diese Gesellschaft ist auch die einzige, welche heute noch mit uramerikanischen Turbinen arbeitet; die übrigen haben sich entweder von Anfang an oder im Verlaufe des weiteren Ausbaues für europäische Konstruktionen entschieden, und zwar auf Grund von Preisausschreiben, an denen sich alle Firmen beteiligen konnten.

Die Ausführungen fielen an die Schweiz und einmal an Italien; Deutschland, das in der Entwicklung des modernen Turbinenbaues, besonders durch die Firma J. M. Voith, bahnbrechend vorgegangen ist und in den letzten 20 Jahren vorbildliche Musterkonstruktionen geschaffen hat, ging leer aus; es hatte sich nie an den Wettbewerben beteiligt, wenigstens nicht durch ausführende Firmen. Diese Zurückhaltung lag vielleicht zum Teil darin, daß die wenigen deutschen Spezialfirmen damals nicht groß genug waren, um sich neben den laufenden Arbeiten noch mit großen Entwürfen beschäftigen zu können; vielleicht fand sich auch niemand, der die Verantwortung für derartige, nach bescheidenen deutschen Begriffen unheimliche Entwürfe übernehmen wollte. Kurz, mit Deutschland wurde an den Niagarafällen nicht gerechnet, und selbst die Firma J. M. Voith, deren Name sich in den letzten 6 Jahren im überseeischen Auslande, so auch besonders in Mexiko, einen guten Ruf errungen hatte, blieb den großen Unternehmern in den Vereinigten Staaten und in Kanada fremd.

Während nun an den Niagarafällen die verschiedensten Konstruktionen erprobt wurden, hatte J. M. Voith auf allen Gebieten des Turbinenbaues reiche Erfahrungen gesammelt, und es ist begreiflich, daß dieses Haus danach strebte, die Stellung, welche es in Europa einnimmt, auch im Wettstreit um die großen amerikanischen Anlagen zu zeigen und zu behaupten.

Die Gelegenheit dazu bot sich im Frühjahr 1903, als die Hamilton Cataract Power Light and Traction Co. ihr elektrisches Krafthaus bei St. Catharines in Ontario erweitern mußte. Diese Anlage zeigt uns auch ein charakteristisches Bild der Steigerung des Kraftbedarfes, mit der die Vergrößerung der Krafteinheiten und die Entwicklung des Turbinenbaues bezüglich der Größe der einzelnen Maschinen Hand in Hand gehen.

Die Hamilton Cataract Power Light and Traction Co. wurde unter einem etwas anders lautenden Namen im Jahre 1898 zur Versorgung der Stadt Hamilton mit Licht und Kraft gegründet. Sie entnahm das Betriebswasser dem alten Welland-Kanal und leitete es aus diesem in ihren eigenen Kanal von Allanburg bis an den Rand der Niagaraböschung zu der als De Cew-Falls bekannten Gegend bei St. Catharines. Dort endet der Kanal in 3 Staubecken von zusammen über 12 ha Oberfläche und speist zunächst eine Rohrleitung von 250 m Länge zum Betrieb von 2 Turbinen mit wagerechter Achse der Firma Stilwell-Bierce & Smith Vaile. Jede dieser Turbinen leistet bei $79\frac{1}{2}$ m Gefälle rd. 1700 PS und ist mit einer 1000 KW-Maschine der Royal Electric Co. gekuppelt.

Diese Turbinen befriedigten nicht, und als im Jahr 1899 ein weiterer Ausbau nötig wurde, fiel die Bestellung zweier Turbinen von je 3000 PS infolge eines Preisausschreibens an die Firma A. Riva, Monneret & Co. in Mailand. Die betreffenden Maschinen sind in dieser Zeitschrift 1901 (S. 1095) von Professor Thomann in Stuttgart ausführlich beschrieben worden.

Mit diesem Ausbau war die Leistungsfähigkeit des Kanales und des Druckrohres erschöpft, und als sich im Jahre 1903 eine weitere erhebliche Vergrößerung nötig erwies, mußte zunächst für eine Vermehrung der Betriebswassermenge gesorgt werden. Zu diesem Zweck wurde in den Welland-Kanal ein neues Wehr von der Höhe des Spiegels im Erie-See eingebaut und daneben ein neuer, rd. 600 m langer Kanal abgezweigt, der in ein natürliches, Beaver Dams Creek benanntes Bett mündet. Das Ende dieses Wasserlaufes ist durch einen Erddamm begrenzt, wodurch ein See von rd. 162 ha Oberfläche entsteht, welcher mit dem Staubecken der ersten Anlage durch einen Kanal von rd. 300 m Länge verbunden ist.

Von diesem großen Becken aus sollen im vollen Ausbau 6 weitere Rohrleitungen von rd. 2 m lichter Weite und etwa

Fig. 1. Krafthaus der Hamilton Cataract Co.

260 m Länge, s. Fig. 1, zu Tal führen und je eine Turbine von 6000 PS speisen.

Im März 1903 fuhr der beratende Ingenieur der Gesellschaft, Hr. Wm. Kennedy jr., welcher die Anlage entworfen und überwacht hat, nach Europa. Hr. Ingenieur Walter Voith, welcher zu dieser Zeit in Amerika weilte, benachrichtigte sein Stammhaus, und obgleich die Firma J. M. Voith ursprünglich nicht aufgefordert war, gelang es ihr, ihre Entwürfe vorzulegen und auf Grund derselben im April die Bestellung abzuschließen. Schon im November desselben Jahres wurden 2 weitere gleiche Turbinen in Auftrag gegeben, noch ehe die ersten fertiggestellt waren: ein Beweis für die rasche Zunahme des Bedarfs an elektrischer Energie in der verkehrsreichen und industriellen Stadt Hamilton.

Inzwischen hatte die Ontario Power Co., deren Geschichte bis zum Jahre 1887 zurückgreift, von Hrn. Ingenieur P. Nunn einen endgültigen Entwurf ausarbeiten lassen, dessen Ausführung im Jahre 1903 begonnen werden mußte.

Dieses großartige Kraftwerk zeigt nicht nur grundsätzliche Abweichungen von den übrigen am Niagara, sondern ist überhaupt in bezug auf die Wasserzuführung so eigenartig angelegt, daß eine eingehendere Beschreibung hier interessieren dürfte, obgleich allgemein gehaltene Angaben bereits früher in dieser Zeitschrift (1904 S. 649) erschienen sind. Wie aus diesen Angaben ersichtlich, wird das Wasser dem Fluß bei den Dufferin-Inseln oberhalb des Falles entnommen. Dort wird durch einen Damm von rd. 235 m Länge, welcher mit einem Bogen von 90 m Halbmesser an das Ufer anschließt, ein äußeres Einlaufbecken gebildet; s. Fig. 2 bis 4. Der Damm ist aus armiertem Beton hergestellt und hat an der Krone 1,37 m, am Fuß etwa $3^1/_2$ m Stärke. Das Maß von der Krone bis zur Sohle beträgt innerhalb des Beckens rd. 4,3 m, gegen den Fluß zu rd. 2,9 m.

Eine der Hauptaufgaben für die Erbauer bestand darin, das Treibeis, welches der Niagara im Winter in großen Mengen führt, vom Einlaufbecken fernzuhalten. Zu dem Zweck ist das Becken wasseraufwärts gegen die oberen, eisführenden Wasserschichten durch eine Wand abgeschlossen, welche rd. 1,5 m unter den Oberwasserspiegel taucht und von da bis zur Sohle nur eine Oeffnung von 1,83 m Höhe freiläßt. Diese Tauchwand von ungefähr 185 m Länge wird in Abständen von rd. 7,3 m von 1,22 m starken Betonpfeilern getragen, so daß sich 25 Durchflußöffnungen von je 6,1 m Breite und 1,83 m Höhe ergeben, die einzeln durch Schleusen verschlossen werden können. Die Wand ist unter 45 bezw. 135° gegen die Richtung der Wasserströmung geneigt,

Fig. 2. Einlauf des Kraftwerkes der Ontario Power Co.

Fig. 3. Schnitt durch den Einlaufdamm.

Fig. 4. Einlaufbecken im Bau.

damit das antreibende Eis seitlich abgleitet und dem Fluß wieder zugeschoben wird.

Ehe das Wasser durch die Rechen strömt, muß es eine scharfe Kurve beschreiben, wodurch etwa doch mitgerissenes Treibeis voraussichtlich nach außen geschleudert werden und über die vor dem Rechen als Ueberfall ausgebildete Außenmauer in den Fluß fallen wird.

Die Entwicklung der Kurve ist allerdings außerordentlich kurz, s. Fig. 2, so daß es nicht sicher ist, ob ihre Wirkung voll zur Geltung kommen wird. Auch gelangen die innen fließenden Stromfäden nicht senkrecht auf den Rechen, sondern sehr schräg, weshalb bei großem Durchfluß ein erheblicherer Verlust im Rechen, ähnlich wie in Rheinfelden, zu erwarten ist. Dieser Teil der Wasserzuführung kann demnach nicht als mustergültig bezeichnet werden; doch ist anzunehmen, daß örtliche Verhältnisse für die Ausführung maßgebend waren und von mehreren Uebeln das kleinere gewählt wurde.

Fig. 5. Hauptrohrstrang.

Fig. 6 und 7. Krafthaus der Ontario Power Co. mit Zuleitungen.

Durch den Rechen, vor dem ein Kies- und Sandfang mit Ablaßvorrichtungen angebracht ist, gelangt das Wasser in das sogenannte innere Becken, das eigentliche Wasserschloß, beschreibt abermals eine kurze Kurve von 90° und strömt schließlich in die Rohrleitungen, deren jede durch eine Schütze dicht abgeschlossen werden kann. Die Schützentafel ist als Hohlkörper aus Blech konstruiert und hat eine wasserbenetzte Fläche von $5^1/_2$ m im Geviert, also über 30 qm. Sie läuft auf Rollen, ist durch Gegengewichte ausbalanziert und wird elektrisch angetrieben.

Hier beginnt der ungewöhnliche und großartige Teil der Wasserzuleitung, bestehend aus 3 Rohren von $5^1/_2$ m l. W., die im vollen Ausbau zusammen bis zu 360 cbm/sk Wasser rd. 1850 m flußabwärts befördern werden. Diese ungeheuern Rohrstränge sind in der Erde verlegt und haben ein Gesamtgefälle von $8^1/_2$ m, das zur Erzielung der größten Durchflußgeschwindigkeit von rd. 5 m/sk erforderlich ist.

Ursprünglich wollte man die Rohre in Holz ausführen; doch wurde dieser Gedanke mit Rücksicht auf die Gefahren bei Bruch einer Daube wieder aufgegeben.

Der erste, bereits ausgeführte Strang wurde an Ort und Stelle mittels pneumatischer Nietmaschinen aus Stahlblechen von 12 mm Dicke zusammengenietet und mit Spezialeisen, die ähnlich wie Eisenbahnschienen gestaltet sind, versteift; s. Fig. 5. Die Länge der Schüsse beträgt rd. $2^1/_2$ m. Der ganze Strang ist in Beton von 46 cm Stärke unten, 61 cm oben und rd. 90 cm zu beiden Seiten eingehüllt. Zur Verlegung des Stranges unter der Erde war ein Aushub von 90000 cbm Erde und 41000 cbm Fels erforderlich; indessen haben sich bei den Ausgrabungen und Sprengungen keine besondern Schwierigkeiten ergeben.

Jeder Hauptstrang speist 6 von ihm abzweigende und nach den einzelnen Turbinen führende Rohre von 2745 mm l. W., die paarweise in 3 Tunneln gelagert sind, s. Fig. 6 und 7. Es war anfangs geplant, diese Tunnel unter rd. 45° zu bohren, um eine möglichst gering-

Länge zu erhalten; doch ergaben sich infolge der Gesteinschichtung derartige Schwierigkeiten, daß die Unternehmer vorzogen, die Schächte senkrecht bis zum tiefsten Punkt und dann zum Krafthaus zu führen.

Zwischen die Hauptstränge und die einzelnen Druckrohre werden unmittelbar unterhalb der Abzweigstelle elektrisch betriebene Absperrschieber eingeschaltet.

Die Energie der ungeheuern Wassermassen, die sich in den Rohren mit großer Geschwindigkeit bewegen, mußte im Falle plötzlicher großer Entlastungen den Druck in solchem Maße steigern, daß die Leitungen zersprengt werden würden. Die Hauptrohre sind deshalb an ihren unteren Enden nicht geschlossen, sondern enden in einen aus Beton hergestellten Ueberlauf, der augenblicklich überschüssiges Wasser durch einen Tunnel in den Fluß führt.

Stahl hergestellten Leitschaufeln sind mit langen geschmiedeten Zapfen versehen, die auf einer Seite die Wand des Leitapparates durchdringen und einzeln durch Stopfbüchsen aus Bronze gedichtet sind. Die auf den konischen Zapfenenden sitzenden Regulierhebel sind durch Stahlbolzen und Bronzegelenke mit dem gemeinsamen Regulierringe verbunden, der durch den hydraulischen Servomotor bewegt wird. Diese außen liegende Regelung ist natürlich sehr kostspielig und erfordert eine peinlich genaue Herstellung; das fällt aber bei Großkraftmaschinen weniger ins Gewicht, wenn man demgegenüber die Zugänglichkeit während des Betriebes, die geringe Abnutzung und den leichteren Gang im Vergleich mit der Innenregulierung berücksichtigt.

Das Laufrad ist als Doppelrad ausgebildet, d. h. das Wasser tritt gleichmäßig nach beiden Richtungen aus und

Fig. 11. Krafthaus der Hamilton Cataract Co.

wird durch 2 getrennte Saugrohre abgeführt. Diese Konstruktion hat den Zweck, einseitige axiale Drücke zu vermeiden oder wenigstens möglichst zu beschränken.

Im vorstehenden glaube ich ein ausreichendes Bild von der allgemeinen Anordnung der beiden hier zu schildernden Anlagen gegeben zu haben und komme nun zur Beschreibung der Turbinen selbst.

Die 6100 pferdigen Turbinen der Hamilton Cataract Co., Fig. 8 bis 10 (S. 2014/15),

sind als Francis-Spiralturbinen gebaut und arbeiten unter $79^1/_2$ m Gefälle mit 280 Uml./min.

Das Wasser tritt in wagerechter Richtung unter dem Fußboden in das gußeiserne Spiralgehäuse ein. Der Leitapparat ist mit der von Voith fast ausschließlich verwendeten Drehschaufelregelung versehen, jedoch weicht die hier gewählte Konstruktion insofern von der normalen ab, als sämtliche für die Regelung nötigen Bewegungsmechanismen außerhalb des Turbinengehäuses liegen. Alle aus Siemens-Martin-

Die Laufradkränze von 1500 mm äußerem Durchmesser sind aus Phosphorbronze gegossen und mit einer Nabe aus Stahlguß verschraubt. Der Durchmesser der 6540 mm langen Stahlwelle beträgt in der Mitte 400, im Hauptlager 300 und im Führungslager 250 mm. Beide Lager sind für Wasserkühlung eingerichtet, obwohl diese nicht nötig ist. Die ganze Turbine ruht auf einem geschlossenen gußeisernen Grundrahmen, der eine unbedingt starre und zuverlässige Lagerung verbürgt. Zur Erleichterung der Montierung und der Zugänglichkeit sind Gehäuse, Krümmer, Deckel und Regulierung zweiteilig ausgeführt.

Der Regler ist nach der hinlänglich bekannten Voithschen Konstruktion gebaut und arbeitet mit Oel als Druckflüssig-

keit. Der Servomotor, welcher auf einem der Saugrohrkrümmer befestigt ist, gibt die Kraft gleichmäßig nach beiden Seiten ab. Neben der selbsttätigen Regelung ist noch ein Regulierapparat vorhanden, der mittels eines Handrädchens von rd. 120 mm Dmr. betätigt wird.

Ein kraftschlüssig mit der Turbinenregelung verbundener Druckregler verhindert größere Drucksteigerungen in der Rohrleitung in der bekannten Weise, daß er bei jeder schließenden Regulierbewegung das augenblicklich von der Turbine abgeschlossene Wasser durch einen Freilauf abführt, der sich selbsttätig, aber sehr langsam wieder schließt. Als weitere Sicherheitsvorrichtung ist an der Rohrleitung noch ein Stutzen angebracht, dessen Abschlußflansch durch Bruchschrauben gehalten wird, die bei einem bestimmten Ueberdruck reißen.

Zur Absperrung der Turbine dient ein hydraulisch bewegter Schieber von 1200 mm l. W. Als Druckflüssigkeit für den Zylinder wird gleichfalls Oel verwendet, und die Steuervorrichtung ist derjenigen für die Handregulierung der Turbine ähnlich. Es ist Rücksicht darauf genommen, daß die Bewegung zur Vermeidung von Wasserschlägen nur sehr langsam erfolgen darf und der Schieber in jeder Lage stehen bleibt, wenn die Drehung des Steuerrädchens unterbrochen wird.

Die beiden ersten Turbinen kamen im November 1904 in Betrieb; s. Fig. 11. Die offiziellen Abnahmeversuche ergaben bei voller Beaufschlagung 85,8 vH, bei $^3/_4$ Beaufschlagung 86,8 vH Nutzeffekt. Zu diesen hohen Nutzeffekten kommt noch der Umstand, daß das Nutzgefälle etwas höher ist, als ursprünglich angenommen war, so daß die Turbinen tatsächlich gegen 7000 PS abgeben können.

Ueber die Regelung, welche die vertraglich festgelegten Leistungen bedeutend übertrifft, liegt ein offizieller Bericht von seiten der Gesellschaft nicht vor. Nach den in Gegenwart eines Ingenieurs der Firma Voith angestellten Versuchen ergaben plötzliche Belastungsänderungen von $^1/_3$ bezw. $^1/_2$ bezw. $^2/_3$ der Normallast vorübergehende größte Geschwindigkeitsschwankungen von 1,1 bezw. 1,6 bezw. 3,5 vH, wobei die Zeitdauer zur Erzielung des neuen Beharrungszustandes zwischen 2 und $3^1/_2$ sk betrug.

Diese Ergebnisse sind in Anbetracht der vorhandenen Rohrleitungs- und Schwungmassen-Verhältnisse außergewöhnlich günstig und liegen weit über den rechnerisch ermittelten Werten, was nur durch die Annahme zu erklären ist, daß die Belastungsänderungen, obgleich sie durch augenblickliches Aus- und Einschalten der Hebel am Schaltbrett erzeugt wurden, nicht in dem der Rechnung zugrunde liegenden theoretischen Sinne »plötzlich« vor sich gehen, sondern infolge der Funkenbildung usw. innerhalb eines endlichen Zeitraumes verlaufen. Wenn letzterer auch nur einen kleinen Bruchteil einer Sekunde beträgt, so beeinflußt er doch die Regelung in günstiger Weise.

Auf alle Fälle liefern die ermittelten Ergebnisse den Beweis der großen Vollkommenheit der von Voith gebauten Regler und der genauen Arbeitsweise aller in Betracht kommenden Mechanismen.

Die 11340pferdigen Turbinen der Ontario Power Co., Fig. 12 bis 14.

Diese zur Zeit ihrer Bestellung — 1. Oktober 1903 — größten Turbinen der Welt sind für 53,4 m Nutzgefälle, 20 cbm/sk Wasserverbrauch und $187^1/_2$ Uml./min bestimmt. Sie unterscheiden sich von den Hamilton-Turbinen vor allem dadurch, daß jede Turbine 2 getrennte Gehäuse und Laufräder hat, also im allgemeinen die Form der normalen Zwillings-Spiralturbine aufweist. Die Gehäuse sind mit Rücksicht auf ihre Größe und auf den schwierigen Transport in Schmiedeisen mit Wandstärken von 19 und 24 mm ausgeführt und durch Profileisen versteift; s. auch Fig. 15. Der Uebergang zwischen Gehäusen und Leitapparaten besteht aus schweren Stahlgußringen, und die Leitapparate selbst sind ähnlich wie bei den Hamilton-Turbinen mit beweglichen Stahlschaufeln und Außenregelung versehen. Die Laufräder von 2000 mm Dmr. sind aus Stahl gegossen und auf die mit der Welle aus einem Stück geschmiedeten Nabenscheiben geschraubt. Das Wasser wird durch 2 getrennte Krümmer in ein gemeinsames Saugrohr von 3050 mm Dmr. abgeführt.

Die zweiteilige Welle, welche etwa 10 000 kg wiegt, ist bei rd. 9 m Länge dreimal gelagert. Das Hauptlager hat 400 mm, das Mittellager 350 mm und das Führungslager 260 mm Bohrung. Bei sämtlichen Lagern ist Wasserkühlung vorgesehen. Ein geschmiedeter Kuppelflansch von 915 mm Dmr. und 165 mm Stärke dient zur Verbindung der Turbine mit dem Generator.

Alle Hauptteile der Maschine sind auch hier in der wagerechten Mittelebene geteilt.

Der aus 5 Teilen zusammengesetzte Grundrahmen wiegt ungefähr 40 000 kg und ist durch 16 3zöllige Schrauben mit dem Fundament verankert.

Das Wasser läuft unter dem Fußboden durch ein geschweißtes Verteilrohr zu. An dieses ist unten eine absperrbare Leitung angeschlossen, um das Wasser abzulassen und etwa eingedrungene Steine entfernen zu können, ferner ein

Fig. 8 bis 10. 6100pferdige

2400 2400 1150 400 1500

Francis-Spiralturbine der Hamilton Cataract Co.

1850
1150
1850
5100
1980
5820

Fig. 12 bis 14.

Doppel-Spiralturbine von 11 340 PS der Ontario Power Co.

Sicherheitsventil, bestehend aus einem Kolbenschieber, der von einem Oeldruck-Servomotor mehr oder weniger geöffnet wird, sobald der Druck in der Rohrleitung steigt, und mit dem Sinken des Druckes wieder langsam in die Schlußstellung zurückgeht.

Die Regler für diese Turbinen sind einer Vertragsbestimmung gemäß von der Lombard Governor Co. in Boston geliefert worden und arbeiten auf die Hauptregulierwellen der Turbinen, die 220 mm Dmr. haben. Die zur Regelung nötige Arbeit beträgt rd. 3400 mkg, das größte Drehmoment rd. 7200 mkg, für welche Kräfte die Regler von der Firma Voith leicht hätten gebaut werden können. Die Firma hat lebhaft bedauert, daß ihr die Möglichkeit hierzu nicht gegeben wurde; denn sicher hätte sie ebenso gute Erfolge wie in Hamilton erzielt und sich dadurch auch spätere Bestellungen gesichert.

Im Frühjahr 1904 waren 3 Turbinen abgeliefert; eine vierte wurde nachbestellt und befindet sich noch in den Werkstätten der Firma Voith in Arbeit.

Ende Juni d. J. war die Montierung der ersten 3 Sätze, Fig. 16, vollendet und die sonstigen Vorbereitungen getroffen, so daß die Rohre gefüllt und die Turbinen angelassen werden konnten. Die von der Firma Wagner & Eisenmann in Obertürkheim ausgeführten Gehäuse sowie die übrigen Turbinenteile erwiesen sich als vollkommen dicht, so daß kein Niet nachgestemmt, keine Schraube nachgezogen zu werden brauchte. Die Turbinen liefen durchaus ruhig. Da der elektrische Teil noch nicht genügend vorgeschritten war, konnten die Abnahmeversuche nicht im Anschluß an die Ingangsetzung vorgenommen werden, und die Turbinen wurden bald wieder abgestellt. Im Oktober wurden die Abnahmeversuche durchgeführt, wobei die Leistungen und Nutzeffekte mehr als erreicht wurden; die genauen Abrechnungen liegen jedoch noch nicht vor.

Die Dreiphasen-Stromerzeuger für Hamilton sowohl als auch für Ontario sind von der Westinghouse Co. in Pittsburg gebaut. Die letztere Anlage arbeitet mit einer Primärspannung von 12 000 V, und die Schaltanlage für die Kraftverteilung ist nicht im Maschinenhaus untergebracht, sondern in einem besondern Gebäude, das etwa 170 m vom Kraftwerk entfernt landeinwärts liegt, Fig. 6 und 7. Es sollen dadurch die Gefahren, welche die Hochspannungsschaltung mit sich bringt, vom Maschinengebäude ferngehalten werden.

Die guten Ergebnisse der deutschen Turbinen in St. Catharines wurden rasch bekannt und haben auch andre Gesellschaften veranlaßt, sich bei ihrem Bedarf an großen Turbinen nach Deutschland zu wenden. So wurden der Firma Voith im Juli dieses Jahres 2 Turbinen für 54 m Gefälle und je 6570 PS von der Kaministiquia Power Co. für ein Kraftwerk an den Kakabeka-Fällen in Auftrag gegeben, ferner 5 Turbinen von je 4000 PS bei 640 m Gefälle von der Companhia Docas de Santos in Brasilien.

Die gewaltigen Schutzzölle, die in den Vereinigten Staaten und Kanada auf ausländischen und besonders auf deutschen

Fig. 15. 11340pferdige Turbine der Ontario Power Co.

Fig. 16. Montierung der Turbinen der Ontario Power Co.

Maschinen lasten, werden den Absatz in Nordamerika wohl mit der Zeit erschweren; aber bei dem auch in allen andern Ländern der Erde mehr und mehr auftauchenden Bestreben, durch den Bau mächtiger Kraftwerke billige Energie zu schaffen, wird der Name »Voith« eine gute Schutzmarke im Großturbinenbau bedeuten und in ehrlichem Wettkampf hoffentlich noch manchen Preis erringen. Für die deutsche Industrie kann es eine Genugtuung sein, daß sie dazu berufen war, auch auf diesem Gebiete führend mitzuarbeiten an dem großen und mühevollen Werk, das die fessellosen Naturgewalten kettet und in die Dienste der Menschheit zwingt.

Luftpumpen für Schiffsmaschinen.

Von **C. Strebel**, Stettin.

(Fortsetzung von S. 1989)

Luftpumpen von G. & J. Weir, Fig. 81 und 82.

Leider habe ich hier nur wenige Angaben über ausgeführte Anlagen zur Verfügung; aber diejenigen, die in Zahlentafel 6 (S. 1982), Beispiel 11, 22 und 23 enthalten sind, zeigen, daß die Pumpen ihrem Zwecke vollauf entsprochen haben. Beachtenswert sind die Diagramme der Luftpumpenmaschinen des Schnelldampfers »Kronprinz Wilhelm«, Fig. 53 bis 55, S. 1985. Es sind dort nur Dampfdiagramme abgebildet. Die Luftpumpenmaschinen arbeiteten, als kein Vakuum im Kondensator war, im Hafen von Bremerhaven, um die Steuerung zu regeln. Die Form der Dampfdiagramme ändert sich mit der Zahl der Umläufe. Vergleicht man diese Diagramme mit den an Blake-Pumpen aufgenommenen, so wird man finden, daß sie gleichartig sind; s. z. B. die Diagramme Fig. 62 bis 69 (S. 1985. In Fig. 56 bis 59 (ebenda) sind die Diagramme einer Luftpumpenmaschine von 787 mm Dmr. des Luftpumpenzylinders und 356 mm Hub abgebildet. Hier zeigen die Dampfdiagramme am Hubende jene eigenartige Form, die, bedingt durch die Steuerung, notwendig ist, um die Luftpumpe, be-

Fig. 81 und 82. Luftpumpen von G. & J. Weir

Fig. 81.

Fig. 82.

sonders am Hubende, sicher zu betätigen. Der zuerst gedrosselte Dampf zeigt in der Hälfte des Hubes plötzliche Druckzunahme, strömt dann nach kräftigem Oeffnen des Schiebers rasch aus und erleidet nur kleine Kompression. Die Pumpendiagramme zeigen nichts Besonderes.

Die Bauart der Pumpen richtet sich nach dem Wunsche des Bestellers. Die Grundplatte wird fast ausschließlich aus Gußeisen hergestellt, die

Fig. 83.
Simplexpumpe von G. & J. Weir.

Dampfschieber, A, B, C, D, X, A₁, E, L, K, Isoliermasse

Pumpenzylinder nur aus Bronze. Die Steuerung ist eine besondre Gestaltung der Weirschen »Standard-Steuerung«, und die Dampfzylinder können so gekuppelt werden, daß sie jeder für sich oder mit Verbundwirkung arbeiten. Diese Anordnung hat viel für sich, da hierdurch die Betriebsicherheit der Anlage gewährleistet ist.

Neuerdings baut die Firma verbesserte Simplexpumpen, Fig. 83, bei denen ein ruhiger Gang beim Abwärtshub erzielt werden soll.

In der Figur bedeutet: D = Hauptdampfzylinder, E = Hülfsdampfzylinder, B = Hülfskolben, C = Hauptkolben, L = Hauptkolbenstange, K = Durchmesser der Kolbenstange.

In den Raum X kann frischer Dampf geleitet werden; er steht ständig unter vollem Dampfdruck. Die Oberseite des Hauptzylinders ist ebenso wie die Unterseite des Hülfszylinders mit den Zu- und Abdampfkanälen des Regelschiebers in Verbindung. Wenn man nun unter Berücksichtigung der wirkenden Kolbenflächen die Kräfte beim Auf- und Abwärtshube vergleicht, so ergeben sich folgende Gleichungen:

1) **Aufwärtshub:**

p_1 = Druck des Zudampfes,
p_2 = » » Abdampfes.

$$\text{Kraft } P_1 = (A^2 - A_1^2 + A_1^2 - K^2)\frac{\pi}{4}p_1 - A^2\frac{\pi}{4}p_2$$
$$= \frac{\pi}{4}\left\{p_1(A^2 - K^2) - p_2 A^2\right\} = 0{,}785\left(p_1(A^2 - K^2) - p_2 A^2\right).$$

2) **Abwärtshub:**

$$\text{Kraft } P_2 = A^2\frac{\pi}{4}p_1 - \left(A^2\frac{\pi}{4} - A_1^2\frac{\pi}{4}\right)p_1 - \left(A_1^2\frac{\pi}{4} - K^2\frac{\pi}{4}\right)p_2$$
$$= A_1^2\frac{\pi}{4}(p_1 - p_2) + K^2\frac{\pi}{4}p_2 = 0{,}785\left(A_1^2(p_1 - p_2) + K^2 p_2\right).$$

Durch Vergleichen findet man ohne weiteres, daß $P_1 > P_2$ ist.

Fig. 84 bis 90. Luftpumpenmaschinen der Worthington-Pumpen-Co.

Fig. 84 und 85.

Fig. 86.

Beispiel:

$A = 300$ mm; $A_1 = 100$ mm; $K = 50$ mm;
$p_1 = 13$ kg/qcm; $p_2 = 1$ kg/qcm.

$$P_1 = 0{,}785 \{ 13 (30^2 - 5^2) - 30^2 \cdot 1 \} = 0{,}785 \times 10475 = \infty 8223 \text{ kg}$$

$$P_2 = 0{,}785 \{ 10^2 (13 - 1) + 5^2 \cdot 1 \} = 0{,}785 (1200 \times 25) = \infty\ 962 \text{ »}$$

Bei Berücksichtigung der Durchmesser, der Spannung des Zu- und Abdampfes, des Gewichtes der Gestängeteile lassen sich also Simplexpumpen bauen, die einen sehr ruhigen Gang haben müssen.

Für kleine Anlagen bauen G. & J. Weir auch Luftpumpenmaschinen mit einem Dampfzylinder und zwei Pumpenzylindern. Der Dampfzylinder bewegt einen Balanzier und dieser auf jeder Seite einen Pumpenkolben; Fig. 82. Für Hülfskondensatoren werden auch Luftpumpen mit mittlerem Sauganschluß gebaut.

Luftpumpenmaschine von Worthington.

Die Luftpumpenmaschinen der Worthington-Pumpen-Co. ähneln im großen und ganzen den Ausführungen der beiden andern Fabriken; der Unterschied besteht zumeist nur in der Steuerung, die hier auch vom Pumpenbalanzier betätigt wird; s. Fig. 84 bis 90. Ein kleiner Hebel auf dem Drehmittel des Balanziers bewegt durch eine Triebstange einen Doppelhebel, der in dem wagerecht vor den Dampfzylindern angebrachten Schieberkasten gelagert ist. Der Doppelhebel schlägt bei seiner Hin- und Herbewegung an zwei Stellringe an, die auf der wagerechten Steuerstange für die Rundschiebersektoren am linken und rechten Ende des Schieberkastens verstellbar befestigt sind. In dem Schieberkasten arbeitet wagerecht ein Rundschieber, der an jeder Zylinderseite außen den Steuertriebkolben trägt. Auf diesen Triebkolben wirkt der Dampf ein, der von den Schiebersektoren aus dem Dampfraum oben eingelassen wird, und drückt den Schieber nach der andern Seite. Zugleich hat der Schiebersektor der andern Seite zwei kleine Kanäle geöffnet, die den Dampf auf der betreffenden Seite des Steuertriebkolbens in den Abdampfraum entweichen lassen. Die Dampfverteilung für jeden Dampfzylinder wird durch den nach der Mitte zu liegenden Teil des Rundschiebers besorgt; der eine Schieberring dient für die Deckelseite, der andre für die Bodenseite des Dampfzylinders. Fig. 86 zeigt deutlich links innere Einströmung für den Hochdruckzylinder, rechts äußere Einströmung für den Niederdruckzylinder.

Fig. 87 und 88.

Die Lage der Dampfkanäle am Zylinder ist aus den verschiedenen Figuren zu ersehen.

Während bei den Blake- und Weir-Pumpen die Kolbenstangen meist mit Keilen im Kreuzkopf befestigt sind, ist die Dampfkolbenstange der Worthington-Pumpe mit einem Flansch an den Kreuzkopf geschraubt; die Pumpenkolbenstange ist in den Kreuzkopf eingesteckt und mit 2 Schrauben befestigt. Die Pumpen haben Fuß-, Kolben- und Kopfventile, die bei den abgebildeten Formen aus einer oder zwei Platten aus gewalztem Messingblech bestehen. Die Pumpenkolben sind mit einer durch den Deckel nachstellbaren Packung oder

Zahlentafel 11. Worthington-Luftpumpenmaschinen.

	Hauptmaschine			Luftpumpenmaschine														
				Durchmesser						Durchmesser		Querschnittsverhältnis					Flächenverhältnis	
	Leistung PSi	Uml./min	Dampfdruck kg/qcm	der Dampfzylinder mm	der Luftpumpenzylinder mm	Hub beider mm	Uml./min	Kolbengeschwindigkeit m/sk	durchlaufener Raum der Pumpe cbm/sk	des Saugrohres mm	des Druckrohres mm	Pumpenzylinder / Saugrohr	Pumpenzylinder / Druckrohr	Art der Pumpenventile	freier Querschnitt der Pumpenventile qm	Vakuum vH	Pumpenzylinder zu Dampfzylinder	Hochdruckzylinder zu Niederdruckzylinder
japanische Kreuzer Iwate und Izumo .	2 von 7250	—	16	2 von 305	2 von 762	457	35	0,538	0,243	300	260	6.42	8,6	Kinghorn	0.137	90,1	6,23	—
Feuerdampfer Alpha	243	280	11	1 » 152 1 » 254	2 » 254	203	30	0,203	0,01	150	150	2,9	2,9	—	0,014	87	—	0,375
Dampfer Scott und Holland . . .	900	128	8	1 » 191 1 » 305	2 » 406	305	25	0,254	0,033	—	—	—	—	—	—	87	—	0,392

Fig. 89 und 90.

mit kleinen Nuten im Umfang versehen. Die Pumpen werden auch zugleich mit Einspritzkondensatoren geliefert, sind dann aber für Bordzwecke nur zu gebrauchen, wenn das Schiff auf Süßwasser fährt; s. Fig. 89 und 90.

Zahlentafel 11 enthält einige Angaben über 5 ausgeführte Anlagen, die leider nicht vollständig genug zu beschaffen waren, um in die großen Zahlentafeln eingereiht werden zu können.

Luftpumpenmaschinen von M. P. Davidson in Brooklyn.

Von dieser Fabrik sind die Luftpumpenmaschinen für den Kreuzer »Bancroft« hergestellt, worüber Angaben in Zahlentafel 12 (S. 2024/25) zu finden sind; s. Fig. 91.

Watsons unabhängige Luftpumpenmaschine[1]).

Diese Luftpumpenmaschine ist besonders unter dem Gesichtspunkt konstruiert, daß sie auch bei fortwährend wechselnder Belastung gleichmäßig arbeitet; auf die Gestaltung der Dampfverteilschieber ist deshalb große Sorgfalt verwendet. Die Steuerung, Fig. 92 und 93, ist mit großem Erfolg für direktwirkende Speisepumpen, Kompressoren und ähnliche Maschinen verwendet worden. Ein entlasteter Schieber *C* mit wagerechter Achse öffnet und schließt die Dampfkanäle zum Zylinder. Auf dem Rücken des Sattelstückes *E*, das diesen Schieber einschließt, arbeitet der Hülfsschieber *J*, der ebenfalls durch einen Sattel entlastet ist. Der Schieber *J*, der sich senkrecht bewegt, wird durch Hebel von der Kolbenstange angetrieben und regelt die Bewegung des Hauptschiebers *C*, indem er durch die Kanäle *L* und *M* Frischdampf hinter die Kolben *F* treten bezw. den Abdampf entweichen läßt. Außerdem sind die Kanäle *L* und *M* mit Hülfsregelventilen versehen, um den nötigen Dampf für die Pufferwirkung in die Räume zwischen den Kolben *F* und den Deckeln *O* einzulassen. Der Abdampf des Hülfsschiebers wird durch den Sattel *E* und den Hauptschieber *C* abgeleitet. Der Schieberkasten ist an einem der Dampfzylinder der Pumpe befestigt und regelt den Dampfzutritt für beide Dampfzylinder. Wenn der Dampf

Fig. 91.
Luftpumpenmaschine von M. P. Davidson.

[1]) s. Engineering vom 8. Sept. 1905 S. 328.

eine Doppelpumpe treibt, wie sie bei Schiffsmaschinen fast stets verwendet wird, so werden die Regelventile ganz geöffnet, das Hülfsregelventil oben so viel, wie nötig ist, um die Reibung der Gestängeteile am Anfang jedes Hubes zu überwinden. Die Pumpe läuft infolge dieser Anordnung sowohl bei schneller als auch bei langsamer Gangart, ohne zu

Fig. 92 und 93.

Steuerung der Luftpumpe von Watson.

stoßen. Die Pumpen sollen nur 0,8 vH der Dampfmenge für die Hauptmaschinen beanspruchen. Der Turbinendampfer »Virginian« der Allan-Linie ist mit diesen Luftpumpen ausgerüstet, und sie werden auch in den neuen großen Dampfern der Peninsular and Oriental Line »Delhi« »Devannah« und »Dongola«, die am Clyde in Auftrag gegeben sind, eingebaut werden.

Den fünf bisher beschriebenen Bauarten ist es gemeinsam, daß das Kondensat und die Luft von selbständigen Luftpumpenmaschinen aus den Kondensatoren gesogen werden. Neuerdings werden diese Vorgänge getrennt; Anlagen dieser

Ergebnisse einer Luftpumpe von Watson.

Doppelhübe in 1 Min.		8	10	22	32
Vakuum	cm	66,7	69,2	71,1	69,9
	vH	87,8	91	93,5	91,9
Dampfdruck im Schieberkasten	kg/qcm	3,655	5,272	5,624	7,382
Wassermenge, die in 1 st durch die Pumpen geht	t	2,57	14,6	49,5	53
dieser Wassermenge entspricht folgende Leistung der Hauptmaschine	PSi	338	1920	6500	6970

Art werden ausgeführt nach G. Berling (Goliathpumpe, gebaut von Schwade & Co., Erfurt), Weir (Patent Nr. 22708), Edwards, Worthington; ferner ist die Anlage des Turbinendampfers »Manxman« zu nennen.

Getrennte Kaltluft- und Warmwasserpumpe von G. Berling.

Die Trennung in Luft- und Wasserförderung ist zuerst bei Landmaschinen eingeführt worden, und die Weißschen Kondensationsanlagen[1]) haben große Verbreitung gefunden, weil sie bessere Leistungen ergaben als bei gemeinsamer Luft- und Wasserförderung mit einer Pumpe.

In einem Vortrage von Berling (s. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft von 1904; vergl. auch Z. 1904 S. 253) sind theoretisch die Vorteile der getrennten Förderung dargelegt. Es sind zwei Wege möglich, die Aufgabe zu lösen: entweder werden Luft und Wasser jedes für sich in einer besondern Pumpe gefördert, oder eine Pumpe erledigt die ganze Arbeit. Besonders dort, wo wenig Platz an Bord ist, wird man versuchen, die Arbeit von einer Pumpe ausführen zu lassen. Die in Fig. 94 dargestellte Konstruktion von Berling scheint mir auch deshalb glücklich

Fig. 94.

Kaltluft- und Warmwasserpumpe von G. Berling.

gewählt zu sein, weil dabei versucht ist, die schädlichen Räume des Luftpumpenzylinders möglichst klein zu machen. In dem Wasserzylinder ist dies nicht so wesentlich, da der schädliche Raum vom Wasser ausgefüllt wird. Der Wasserkolben arbeitet beim Niedergang, der Luftkolben beim Aufgang. Die Dampfsteuerung kann durch Einstellen der Kompressionsventile so geregelt werden, daß der oben am Luftkolben angebrachte Gummipuffer in oberster Hubstellung stets sanft gegen den Deckel gedrückt wird; auch das nach abwärts gerichtete Gewicht der Kolben und des Gestänges tritt einer schädlichen Stoßwirkung entgegen. Beim Abwärtshube dient als Puffer erstens das Wasser, das vom Wasserkolben zu verdrängen ist, zweitens die Luft, die vom Luftkolben, nach

[1]) s. Z. 1888 S. 9 u. f.

Zahlen-

	1	2			3			4			5			6			7
Name des Schiffes	Hauptmaschinen																Luftpumpenmaschinen Dampfzyl. × Pumpenzyl. / Hub
	Zyl.-Dmr. und Hub	Uml./min			Leistung			Volumen des Niederdruckzylinders in der Minute			Kolbengeschwindigkeit			verbrauchtes Wasser für 1 PSi-min für Hauptmaschinen + Zirkulationspumpen + Luftpumpen			
	mm				PSi			cbm			m/min			cbm			mm
		B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	
Machias	400, 571, 889 / 610	218,6	—	211,3	868	—	927	165,3	—	162	273,5	—	261,2		0,276		2 × 159; 2 × 317 / 305
Marblehead	673, 991, 1600 / 660	179	—	173,4	2436	—	2428	475	—	46[illegible]	236,4	—	229	0,399	—	0,371	152, 305; 2 × 365 / 381
Charleston	1118, 2159 / 914	114,5	—	113,9	3159,5	—	3156,5	772	—	762,4	211	—	208	0,489	—	0,483	2 × 254; 2 × 610 / 406
Philadelphia	965, 1473, 2184 / 1016	119,6	—	119,6	4247	—	4286	910	—	910	243	—	243	0,65	—	0,657	279, 457; 2 × 610 / 457
Newark	864, 1321, 1930 / 1016	127,3	—	126,7	4468	—	4114	757	—	753	259	—	257,5	0,68	—	0,63	279, 457 / 457 ; 2 × 610 / 305
San Francisco	1067, 1524, 2387 / 914	125,8	—	123,8	4788	—	4796	1029	—	1014	230	—	226,7	0,736	—	0,733	305, 483; 2 × 660 / 457
Olympia	1067, 1499, 2337 / 1067	139,9	—	138,5	8298	—	8552	1279	—	1266	298,5	—	295,5	1,27	—	1,308	3 × 140; 3 × 508 / 508
Bancroft	343, 533, 787 / 508	223,1	—	221,8	588	—	595	110	—	109,7	226,6	—	225,8		0,18		1 × 203; 2 × 356 / 305
Minneapolis	1067, 1499, 2337 / 1067	131,9	131,1	132,2	6587	7219	6561	1207	1199	1199	281,5	279,7	282	0,998	1,094	0,994	2 × 406; 2 × 800 / 583
Montgomery	673, 991, 1600 / 660	179,7	—	180,8	2763	—	2721	477	—	480	237,3	—	238,8	0,42	—	0,414	2 × 178; 2 × 365 / 381
New York	813, 1194, 1829 / 1068	134,9	—	135	8636	—	8312	1508	—	1512	287,3	—	288	0,653	—	0,633	2 × 305; 2 × 635 / 457
Columbia	1067, 1499, 2337 / 1067	134	127,7	132,9	6606	5826	5560	1225	1168	1215	285,9	272,4	283,6	1,00	0,884	0,845	2 × 406; 2 × 800 / 533

Ueberschreiten der Luftlöcher, im Luftzylinder zusammengedrückt wird. Die durch die Anordnung sich ergebende Pufferwirkung erlaubt, einen Pumpenbalanzier fortzulassen, wodurch die Aufstellung erheblich vereinfacht wird. Sehr beachtenswert ist, daß die Pumpe bei den Versuchen bei Schwade & Co. in Erfurt anstandslos 50 bis 70 Uml./min gemacht hat, ohne zu stoßen. Deshalb können ihr kleine Abmessungen gegeben werden, wodurch an Platz gespart wird. Das erreichbare Vakuum ergibt sich aus der Temperatur des Kondensats.

Eine Berlingsche Goliathpumpe mit einfachwirkendem Luftpumpenkolben ist auf der Kaiserlichen Werft in Kiel im Versuchsraum für Hülfsmaschinen seit über Jahresfrist in Betrieb. Sie arbeitet, wie Hr. Berling mir mitgeteilt hat, nachdem einige Schwierigkeiten überwunden sind, unter allen Betriebsverhältnissen bei hohen Umlaufzahlen ruhig. Das erzeugte Vakuum beträgt 95 vH.

Luftpumpenanlage von G. & J. Weir.

Fig. 95 zeigt die Anordnung der Anlage. Luft und Wasser werden getrennt aus dem Kondensator abgesogen. Als ich hörte, daß die Firma Weir die Anordnung ihrer Luftpumpen zu verbessern begonnen habe, wandte ich mich sofort an sie, um Konstruktions- und Betriebsangaben zu erhalten. Die Firma bedauerte, mir nicht dienen zu können, weil die Versuche noch nicht abgeschlossen seien; die bisher erhaltenen Ergebnisse seien aber sehr zufriedenstellend, insbesondre sei das gute Vakuum von Einfluß auf die Kondensationsanlagen von Dampfturbinen. Des weiteren wurde mir die Mitteilung, daß keine grundlegende Aenderung der unabhängigen Luftpumpen vorgenommen sei, nur einige Einzelheiten seien nach gemachten Erfahrungen geändert worden. Die in Fig. 95 dargestellte Anlage ist den Patentnachrichten der Zeitschrift Engineering entnommen.

Fig. 95.

Luftpumpenanlage von G. & J. Weir.

Wie schon gesagt, sind keine wesentlichen Verbesserungen gemacht worden. Durch Einschaltung des hohen Saugwindkessels ist nur erreicht, daß sich die Luft von dem Kondensat abscheidet und beide Teile getrennt abgesogen werden. Die von der Zentrifugalkühlpumpe unmittelbar betriebene Luftpumpe saugt die warme Luft aus dem Saugwindkessel ab; deshalb müssen die Abmessungen der Luftpumpe größer werden als bei der Anordnung von Berling, der die Luft aus dem Kondensator in der Nähe des Kühlwassereintrittes saugt, wo die Dichtigkeit entsprechend der Temperatur größer ist. Wenn also nicht noch verbesserte

tafel 12.

8			9			10			11			12			13			14			15		
Doppelhübe in der Minute			Kolbengeschwindigkeit m/min			Leistung der Luftpumpen PSi			Volumen der Pumpen in der Minute cbm			Vakuum mm Hg			Leistung der Hauptmaschinen + Zirkulationspumpen + Luftpumpen PSi			Verhältnis: Spalte 10 / Spalte 13			Verhältnis: Spalte 11 / Spalte 4		
B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St.B.	B. B.	M.	St. B.	B. B.	M.	St. B.
	223,5			136,3			17,94			12,57			652,8			1828			0,00981			0,0384	
157	—	161,5	119,7	—	123,13	15,65	—	15,95	12,52	—	12,99	665,5	—	658	2641	—	2454	0,00593	—	0,00650	0,0264	—	0,028
134,7	—	135,2	109,5	—	109,95	—	—	—	31,92	—	32,05	665,5	—	663	3233	—	3219	—	—	—	0,0414	—	0,0420
105,3	—	118,2	96,35	—	108,15	31,56	—	33,32	28,08	—	31,53	617	—	627,4	4309	—	4344	0,00733	—	0,00767	0,0309	—	0,0346
105,1	—	125,2	96,17	—	114,56	29,97	—	31,6	28,03	—	33,4	658,6	—	651,8	4513	—	4161	0,00664	—	0,0076	0,0371	—	0,0443
197	—	131	180,25	—	119,9	66,48	—	41,23	61,67	—	41,01	652,8	—	662,9	4869	—	4849	0,01365	—	0,00851	0,0599	—	0,0404
126	—	124,7	128	—	126,8	18,22	—	35,78	38,9	—	38,49	633	—	650	8382	—	8653	0,00217	—	0,00414	0,0304	—	0,0304
	75,5			46,06			5,09			4,57			668			1190			0,00956			0,0415	
15	13,7	18,6	16,01	14,61	19,86	10,91	8,39	13,87	8,04	7,34	9,96	627	642,6	637,5	6616	7251	6587	0,00165	0,00191	0,00127	0,00666	0,00612	0,0083
156,8	—	125	87,02	—	86,1	18,82	—	15,00	12,50	—	9,97	654	—	662,9	2777	—	2740	0,00678	—	0,00548	0,0262	—	0,0208
19,5	—	13,5	17,84	—	12,35	13,07	—	9,19	5,64	—	3,91	635	—	650	8678	—	8348	0,00303	—	0 00219	0,0075	—	0,0052
17,6	—	12,3	16,13	—	11,25	9,51	—	6,97	5,09	—	3,56	640	—	655	—	—	—	0,00218	—	0,00168	0,0068	—	0,0047
17	14,4	13,9	18,15	15,40	14,8	22,17	17,97	16,30	9,11	7,72	7,44	637,5	635	650	6637	5851	5590	0,00334	0,00307	0,00292	0,0074	0,0066	0,00613

Konstruktionseinzelheiten vorhanden sind, die aber aus der Zeichnung nicht zu ersehen sind, ist der Anordnung von Berling ohne Frage der Vorzug zu geben.

Luftpumpenanlage von Edwards.

Die Edwards-Pumpen-Co. stellt ebenfalls Luftpumpen mit getrennter Absaugung von Luft und Wasser her; wie die Anordnung ist, kann ich leider nicht berichten, weil mir auf mein Schreiben die Antwort geworden ist, daß die Besteller die Betriebsangaben zu veröffentlichen untersagt hätten.

Die ausgeführten unabhängigen Pumpen sind insbesondre für Dampfturbinen auf Schiffen verwendet worden, und »excellent results« sollen damit erreicht sein.

Luftpumpenanlage der Worthington-Pumpen-Co.

Ueber den Einbau solcher Anlagen an Bord habe ich keine Einzelheiten erhalten können. Bei Landanlagen für Dampfturbinen, Fig. 96, treibt eine Dynamo mittels Riemens eine Trockenluft- und Warmwasserpumpe, die Zentrifugal-Kühlwasserpumpe dagegen unmittelbar.

Um die bereits an der kühlsten Stelle des Oberflächenkondensators abgesaugte Luft noch kräftiger abzukühlen, saugt die Trockenluftpumpe die Luft durch Kühlröhren, die von dem nach dem Kondensator gedrückten Kühlwasser umflossen werden. Läßt man den Riementrieb fortfallen und die Luft-, Umlauf- und Kondensatpumpen von getrennten Motoren, sei es durch Dampf oder elektrischen Strom, betreiben, so hat man eine für den Bordbetrieb brauchbare Anlage.

Ist bei der Berlingschen Goliathpumpe der Vorteil in dem geringeren Platzbedarf zu suchen, so bietet die Anordnung von Worthington größere Betriebsicherheit, da jede Pumpe für die ihr zukommende vorteilhafte Zahl der Umläufe gebaut werden kann.

Fig. 96.

Luftpumpenanlage der Worthington-Pumpen-Co.

A Hauptkondensator
B Zentrifugalkühlpumpe
C Dynamo
D Luftkühler
E Trockenluftpumpe
F Warmwasserpumpe

Kondensationsanlage des Turbinendampfers »Manxman«.

Eine eigentümliche Kondensationsanlage zeigt der 1904 bei Vickers Sons & Maxim in Barrow-in-Furness gebaute Turbinendampfer »Manxman«, Fig. 97. Bei den Probefahrten

sollen bis 95 vH Vakuum gehalten worden sein. Das entspricht einer Kondensatortemperatur von 33°.

Die Saugventile der nassen Luftpumpe liegen ungefähr unter Kondensatorunterkante. Von einem Punkt am Boden des Kondensators führt ein Rohr zum Hülfskondensator, der etwa $^1/_{20}$ Kühlfläche des Hauptkondensators hat. In eine Erweiterung dieses Rohres mündet ein kleines Dampfrohr, das eine Ejektorwirkung auf den noch im Kondensator befindlichen nicht kondensierten Dampf und die Luft ausübt. Damit der ausgesogene Dampf und die Luft nicht wieder durch das Luftpumpensaugrohr in den Kondensator zurückkehren können, ist in letzterem ein Wassersack angeordnet. Der Ejektor preßt die Luft und den Dampf auf fast die Hälfte

Fig. 97.

Kondensationsanlage des Turbinendampfers »Manxman«.

des ursprünglichen Volumens zusammen; die Luftpumpe kann deshalb kleiner bemessen werden. Da die im Kondensator enthaltene Luft sich wie eine isolierende Schicht um die Kühlrohre setzt, so bringt jedes Mittel, welches die Entfernung der Luft aus dem Kondensator erreicht, eine Verbesserung der Anlage mit sich. Der Vorteil dieser Anlage wird aber teilweise wieder aufgewogen durch die Dampfmenge, die der Ejektor in den Hülfskondensator bringt. Diese Dampfmenge soll ungefähr $1^1/_2$ vH des Dampfverbrauches der Hauptturbinen betragen.

Die Luft tritt in das Luftpumpensaugrohr durch den Hülfskondensator stark abgekühlt ein, wird aber sofort nach dem Eintritt durch Berührung mit dem warmen Kondensat wieder erwärmt, so daß der eben erreichte Vorteil zum Teil wieder verloren geht. Ob die Verkleinerung der Luftpumpe in diesem Falle den Dampfverbrauch des Ejektors aufwiegt, ist fraglich. Ein höheres Vakuum, als der Kondensatortemperatur entspricht, kann man jedoch nicht erreichen; dazu gibt es einfachere und geeignetere Mittel. Die beste Ausnutzung der Luftkühlung wird nur zustande kommen, wenn man die kalte Luft und das warme Kondensat aus getrennten Räumen fördert.

Da es erwünscht ist, die Kondensationsanlagen an Bord so einfach wie möglich zu machen, sind folgende Einzelheiten zu beachten.

Ist die Trockenluftpumpe von der Warmwasserpumpe getrennt, so ist es gut, diese zu regeln, damit sie nicht unnötig viel Umläufe macht. Das geschieht am besten durch Anbringen eines Schwimmertanks unter dem Kondensator. Der Schwimmer wirkt durch Hebelübersetzung auf das Dampfabsperrventil an der Wasserpumpe ein; er öffnet und schließt das Ventil, je nach der Wassermenge, die sich in dem Tank angesammelt hat. Da die Dampfzuleitungen für solche Duplexpumpen verhältnismäßig nicht groß sind, ist ihre Aufstellung in der Nähe des Kondensators nicht durchaus notwendig, wenn auch anzustreben.

Steht die Trockenluftpumpe über der Zirkulationspumpe, und wird sie von dieser mittels durchgehenden Gestänges angetrieben, wie bei der neuen Anordnung von Weir, so ist dafür Sorge zu tragen, daß kein Wasser aus dem Kondensator in den Pumpenzylinder gelangen kann, weil bei der hohen Umlaufzahl der Zirkulationspumpe sehr leicht Bruch durch Wasserschläge eintreten kann. Ist es nötig, den Luftpumpenkolben durch Wasser zu kühlen, so ist Süßwasser in geringen Mengen aus der Speisewasserlast zu nehmen; keinesfalls darf Seewasser gewählt werden, weil es durch Unvorsichtigkeit leicht in den Kondensator und somit in die Kessel gelangen könnte.

Für die Warmwasserpumpe kann man die Maße genau festlegen; denn der verbrauchte Dampf der Hauptmaschine oder der Turbine läßt sich berechnen. Für die Trockenluftpumpe ist es natürlich wieder schwer, die knappsten Maße anzugeben, weil die Undichtigkeiten, durch die Luft in den Kondensator strömen kann, unbekannt sind. Nur nach längeren Beobachtungen an verschiedenen Anlagen lassen sich Regeln festlegen, und diese Beobachtungen fehlen bis jetzt.

Hiermit sind die bekanntesten Luftpumpen für Hauptmaschinen besprochen, und es erübrigt noch, über die Luftpumpen für Hülfskondensatoren zu berichten.

(Schluß folgt.)

Die Weltausstellung in Lüttich 1905.

Die Werkzeugmaschinen.

Von G. Schlesinger.

(Fortsetzung von S. 1871)

(hierzu Textblatt 13 bis 15)

Drehbänke mit liegender Planscheibe.

Die Drehbänke mit liegender Planscheibe haben sich nach langer Ruhepause — die erste Maschine dieser Art wurde dem Engländer Bodmer im Jahr 1839 patentiert — in den letzten 10 Jahren außerordentlich schnell entwickelt. Die ausgestellten Maschinen von de Fries & Co., Textblatt 13 Fig. 52 und 53, und der Gisholt Machine Co., Fig. 54, einerseits und von der Bullard Machine Tool Co., Textblatt 14 Fig. 55 und 56, anderseits legen davon Zeugnis ab. Alle Feinheiten der gewöhnlichen Drehbank sind bei diesen Ausführungen bereits auf die senkrechte Maschine übertragen. Das sieht man am besten, wenn man z. B. die Bullard-Bank in die wagerechte Lage umkippt, Textblatt 14 Fig. 57. Wir finden den zwangläufigen Stufenräderkasten mit dem Antrieb durch feste und lose Scheibe von der Transmission aus oder unmittelbar durch den gewöhnlichen Elektromotor bei de Fries, Fig. 52 und 53, und Bullard, Fig. 55, durch Stufenmotor bei Gisholt, Fig. 54. Die Maschinen bilden mit dem Antrieb ein geschlossenes Ganze und schneiden in allen drei Fällen mit dem Fußboden ab, so daß man nur für ein glattes, nicht unterbrochenes Fundament zu sorgen hat. Auch für den Vorschub sind Räderkasten vorgesehen, für die Werkzeuge Feineinstellungen nach einer stets von Null arbeitenden Skala. Dazu kommen Begrenzungen und selbsttätige Ausschaltungen der Vorschubbewegungen in wagerechter und senkrechter Richtung und entsprechende Verriegelungen an allen gefährdeten Stellen. Aehnliches gilt für die senkrechte Auf- und Abbewegung des ganzen Querbalkens.

Alle drei Maschinen haben als Zubehörteil eine Gewindeschneideinrichtung, die sich nachliefern läßt und sowohl für zylindrische Gewinde wie für Planschnecken bis zu 200 mm Steigung brauchbar ist. Textblatt 13 Fig. 58 zeigt einen Antriebräderkasten der deutschen Maschine von innen gesehen, Fig. 59 dessen Aufsicht, Fig. 60 bis 63 die Durchbildung der Konstruktion. Die verschiedenen Geschwindigkeiten erhält man durch eine verschiebbare und pendelnde Schwinge mit einem Uebertragungsrad, das durch den Hebel x, Fig. 58 und 59, festgestellt wird. Die vorhandenen Rädervorgelege

Fig. 60 bis 63. Antriebräderkasten von de Fries & Co.

Alle Räder a und a_1 sowie alle Räder b und b_1 können bezw. gleich gemacht werden.

angewendet. Nur hält hier die Schwinge (wie beim Herzhebel der Drehbank) 3 Räder, Fig. 67 bis 69, so daß eine Einstellung nach oben die Aufwärtsbewegung, nach unten die Abwärtsbewegung bewirkt. Die selbsttätige Auslösung des Vorschubes vollzieht sich folgendermaßen, s. Fig. 66: Die Einstellscheibe a trägt 2 kreisförmige Teilungen, deren äußere für den Vorschub des Werkzeughalters im Sinn einer Richtung dient, während die innere zum gleichen Zweck auf Einstellen des entgegengesetzten Vorschubes wirkt. Der auf der Scheibe befindliche Knopf dient zum Einstellen der beabsichtigten Drehlänge, und zwar stets vom Nullpunkt aus.

Die schraffierten Teile in Fig. 72 zeigen deutlich die Wirkungsweise der Ausrückung.

Die Feineinstellung der Werkzeugstößel erfolgt durch die Ratsche h, Fig. 64. Die Wirkungsweise des Getriebes ist besser aus Fig. 65: Rückseite des abgenommenen Werkzeugschlittens, verständlich.

werden durch die Kupplungen und Hebel a und b ein- und ausgeschaltet. Eine irrtümliche Bedienung dieser Kupplungen wird durch das Sicherungsstück c verhindert. In Fig. 64 ist die nach oben durchgeführte Vorschubwelle d zu sehen, die außer für den Vorschub der Werkzeugköpfe auch zur Auf-

Fig. 64.

und Niederbewegung des ganzen Querschlittens mit Hülfe der Kegelräder e und f, der wagerechten Welle g und der im Innern verborgenen Vertikalspindel benutzt wird.

In ähnlicher Weise wie beim Hauptantrieb werden auch für die Vorschübe der Werkzeugstößel Stufenräder, Fig. 66,

Die Ratschenwelle ist exzentrisch gelagert und trägt hinten die Schnecke i. Durch Einstellung des Ziehknopfes k, Fig. 64, kann nun die exzentrische Schnecke bald mit Rad m für die senkrechte Verstellung, bald mit Rad l für die wagerechte Verstellung benutzt werden. Für die selbsttätige Aufwärtsbewegung des Querbalkens ist eine Sicherheitsauslösung, Fig. 73, vorgesehen, die dadurch in Wirkung tritt, daß die

Fig. 65.

Nabe m durch Anstoßen an den Hebel p die Kupplung r ausrückt.

Die Gewindeschneideinrichtung, Fig. 73, ist als Zusatz vorgesehen. Sie eignet sich sowohl für Plan- wie für Zylindergewinde. Als besonders zweckmäßige Konstruktionseinzelheit der de Fries-Maschinen ist die Auswechselbarkeit der Tischgleitbahn hervorzuheben, Fig. 74. Es macht nach

erfolgter Abnutzung sonst erhebliche Schwierigkeiten, eine mit dem Bett fest verbundene Gleitbahn wieder nachzuarbeiten.

Die Maschine von Gisholt ist der von de Fries in allen Antrieb- und Vorschubgetrieben äußerst ähnlich. Hervorzuheben sind die guten Formen, die völlige Verkapselung der Räder, die sich auch auf die obersten Kegelräder und den Schneckentrieb für die Stößeldrehung erstreckt, die Anordnung nur eines Gegengewichtes für beide Schlitten, und zwar völlig außerhalb des Bedienungsfeldes, die doppelte Ausführung der Aus- und Einrückung auf beiden Maschinenseiten, die Verlegung aller Griffe nach vorn in Reichweite des Arbeiters, auch des Schalterhebels für den hier verwendeten Stufenmotor, der naturgemäß auf Einfachheit und Kleinheit des Antriebräderkastens hinwirkt. Man sieht in Fig. 54 (Textbl. 13) das unauffällige Messingrohr, das die Leitungsdrähte zwischen Regulierwiderstand und Steuerschalter umschließt. Dazu kommt die Verlegung der Einstellscheiben für die Selbstauslösungen zum Quer- und Längsvorschub an die Stelle, wo der Arbeiter sie sucht und am bequemsten einstellen und ablesen kann, das Fehlen aller Handräder und Griffe am Werkzeugstößel — sie sind nach unten verlegt —, die sonst das Gesichtsfeld des Arbeiters beengen. Ferner fällt die vorzügliche vierkantige Führung der Stößel selbst auf, die allen andern vorzuziehen ist, weil die Werkzeuge sehr häufig unter einen Winkel angreifen und bedeutende Längsverwindungen auf die Stößel ausüben. Der rechte Werkzeugschieber läßt sich durch einen Revolverkopf ersetzen. Für die spätere Nachlieferung und bequeme Anbringung ist Vorsorge getroffen.

Fig. 66.

Fig. 67 bis 69. Vorschubräderkasten.

Fig. 73.

Alle selbsttätigen Bewegungen nach links und rechts, oben und unten für den Querbalken und die Werkzeugschlitten sind mit Sicherheitsauslösungen versehen, ähnlich wie in Fig. 73, die kurz vor dem Ende der betreffenden Bewegung in Wirkung treten.

Die besondere Neuheit der Bullard-Maschine besteht in der Ausrüstung der normalen Maschine mit einem Seitenschieber, Fig. 55 (Textbl. 14). Die Bedienung gleicht nun völlig der einer mit Querschlitten ausgerüsteten gewöhnlichen Revolverdrehbank. Die beiden Werkzeughalter sind in ihren Bewegungen völlig unabhängig voneinander, so daß sie auch gleichzeitig an demselben Stück ohne gegenseitige Störung arbeiten können. Der Seitenschlitten macht den Gebrauch langer Messerstangen und weit hervorragender Werkzeuge mit ihrer unvermeidlichen Durchfederung überflüssig; dazu kommt, daß die Raumverhältnisse zulassen, die Kreuzbewegung des Schlittens mit einer Drehbewegung zu vereinigen und diesen Teil trotzdem weit kräftiger auszuführen als bei einer entsprechend großen gewöhnlichen Drehbank.

Für den Revolverkopf ist eine Schnellbewegung vorgesehen, um beim Ein- und Ausführen der Werkzeuge, bei Unterbrechungen der Werkstückoberflächen usw. an Zeit zu sparen. Damit nun der Arbeiter den langsamen und den schnellen Gang nicht gleichzeitig einschalten kann, löst das Einrücken des Schnellganges den gewöhnlichen Vorschub selbsttätig aus. Die gleiche, ja auch sonst vielfach übliche Sicherung ist auch beim Uebergang von der Längs- zur Querbewegung des Revolverkopfes getroffen. Es geschieht das einfach durch eine zentral ge-

Fig. 74. Auswechselbare Tischgleitbahn.

Fig. 70 bis 72. Selbsttätige Ausrückung des Vorschubes auf der rechten Seite der Drehbank.

Fig. 75.
Tisch der Drehbank der Société Anonyme du Phoenix.

lagerte Schnecke, deren Aufkippen in das Oberschneckenrad mit Hülfe des Hebels *b*, Fig. 55, den senkrechten Vorschub, deren Abkippen in das Unterschneckenrad den wagerechten Vorschub einrückt. Gleichzeitig kommen dadurch die früher gebrauchten umwechselbaren Stirnräder in Wegfall. Um die Gefahr des vollständigen Zwanglaufes für das Brechen wichtiger Teile zu mindern, hat man in jedem Räderkasten an einer leicht zugänglichen Stelle Reibkupplungen eingefügt, die bei zu hoher Beanspruchung gleiten sollen. Der lange Handhebel *a* an der rechten Seite dient zum Schalten der vorhandenen (15) Geschwindigkeiten und betätigt beim Anheben eine Bandbremse, um den Tisch still zu stellen. Das Anheben des Hebels löst zunächst die Verbindung zwischen Antriebrädern und Tisch, dann tritt die Bremse in Wirkung, so daß das Räderwerk samt Motor ruhig weiterlaufen kann. Auch hier schließt die Benutzung nur eines Hebels Irrtümer durch den Arbeiter aus.

Die ausgestellte Bank war für Schnelldreharbeiten bestimmt, faßte Stücke von 900 mm Dmr. und 600 mm Höhe und wurde durch einen 7,5 pferdigen Motor angetrieben.

Unter den belgischen Maschinen ragten die Drehbänke der Société Anonyme du Phoenix durch ihre Ausführung hervor. Fig. 75 zeigt einen Schnitt durch den Tisch mit der Schmieranordnung und der kostspieligen Lagerung nach der angenäherten Schieleschen »Antifriktionskurve«. Von Zeit zu Zeit taucht sie ja immer einmal wieder auf.

Konstruktiv bemerkenswert ist ferner der Ausbau des Tisches seitlich zur Säulenmitte, Fig. 76, um bei der stärksten Beanspruchung der Maschine, beim Abdrehen großer Durchmesser, die beste Stützung des Werkzeug-

Fig. 76.
Drehbank
der Société Anonyme du Phoenix.

Fig. 80 bis 92. Wagerecht-

Schnitt A-B.

kopfes zu erzielen. Soweit braucht man die Theorie auf Kosten des Aussehens nicht zu treiben. Dreharbeiten an großen Durchmessern sind für so kleine Drehwerke nebensächlich, die Bohrarbeiten überwiegen bei weitem. Ferner werden bei Stücken über 1 m Dmr. die Doppelständer, Textbl. 13 Fig. 52, schon durchweg verwendet, und ein Blick auf die Bullard-Maschine, Textbl. 14 Fig. 55, läßt wohl keinen Zweifel, daß auch bei der Einständermaschine bei voller Ausnutzung der Größe des Tisches die Stützung des Revolverkopfes vollständig genügt, obgleich Tisch und Ständer zentral zueinander liegen.

Die Wagerecht-Bohr-, Dreh- und Fräswerke.

Die einfachen Wagerecht-Bohrmaschinen, deren Anwendungsgebiet zuerst hauptsächlich die Erzeugung von Bohrungen in paralleler Lage und beliebigen Ebenen war,

Dreh- und Bohrwerk von Collet & Engelhard.

1) Bedienung.

A Hebel für das Wendegetriebe
B Hebel für Vorschub und Schnellgang des Ständers auf dem Bett
C Hebel für den Schnellgang des Spindelkastens auf dem Ständer
D Hebel zum Aus- und Einrücken der oberen Antriebstufenscheibe durch Stange VI
E Einrückschraube zur Kupplung für den unmittelbaren Antrieb der Bohrspindel
F Hebel zum Rädervorgelege der Bohrspindel
G Umschalthebel für die Handeinstellungen des Ständers bezw. Spindelkastens
H Knebelgriff für die Einstellung des Ständers auf dem Bett
J Knebelgriff für die Einstellung des Spindelkastens auf dem Ständer
K Knebel für den zwangläufigen Vorschub der Bohrspindel
L Handrad für die schnelle Zustellung der Bohrspindel
M Handrad für die Feinzustellung von Hand der Bohrspindel
N Ausrücker, um Bewegung mit *M* ausführen zu können.

2) Schnitt.

1) *a* bis *f*, *I*, *g*, *h*, *i*, *k*.
2) *a* bis *h*, *l*, *m*, *n*, *o* (Rädervorgelege) *i*, *k*.

3) Vorschub
(abgeleitet von Welle *I* hinter dem Wendegetriebe).

1) Bohrspindelvorschub zwangläufig langsam: *1*, *2*, *3*, *4* und *5*, *6* (*7*, *8*) und *9*, *10*, *IV*, *11* bis *16*
2) Bohrspindelvorschub von Hand langsam: *M*, *20*, *21*, *18* bis *16*
3) Bohrspindelvorschub von Hand schnell: *L*, *15*, *16*
4) Spindelkastenbewegung zwangläufig langsam: *IV*, *22*, *23* bis *27*, *III*
5) Spindelkastenbewegung zwangläufig schnell: *8*, *50*, *51*, *52*, *53*, *III*, *27* (als festgestellte Mutter)
6) Spindelkastenbewegung von Hand: *J*, *26*, *27*
7) Ständerbewegung zwangläufig langsam: *IV*, *22*, *23*, *40*, *41*, *II*, *34* bis *38*, *V*
8) Ständerbewegung zwangläufig schnell: *8*, *31*, *32*, *33*, *36*, *37*, *38*, *V*
9) Ständerbewegung von Hand: *H*, *40*, *41* *II*, *34* bis *38*, *V*.

haben sich langsam zu den großen Bohr-, Dreh- und Fräswerken entwickelt, ohne die die heutigen Werkstätten bei der Bearbeitung schwerer ruhender Gußstücke nicht mehr auskommen können.

Fig. 77 (Collet & Engelhard), 78 (Fêtu-Defize) und 79 (de Fries & Co.), s. Textblatt 15, zeigen drei Maschinen, sämtlich mit ruhender Aufspannplatte und wagerecht und senkrecht verstellbarer Bohrspindel. Alle drei sind mit elektrischem Antrieb versehen und versuchen die Aufgabe zu lösen, eine besonders handliche, genaue und schnelle Verstellbarkeit der arbeitenden Hauptteile: Ständer (wagerecht), Spindelkasten (senkrecht), Bohrspindel (wagerecht, aber um 90° gegen die Ständerrichtung gedreht), zu erzielen, bei möglichst vielen Geschwindigkeiten für Schnitt und Vorschub.

In Fig. 77 ist der elektrische Antrieb ohne jede Veränderung der Maschine durch Anschrauben eines Elektromotors mit entsprechender Stufenscheibe an den Ständer erzielt worden. Der Motor wandert also mit, und die Riemen-

Fig. 93 bis 102.

Wagerecht-Dreh- und Bohrwerk von Fétu-Defize.

1) Bedienung.

A Hebel, Gestänge und Kupplung für das Wendegetriebe des Antriebes

B Handrad zur Umschaltung der Getriebe *e*, *f* und *g*, *h*

C erster Knebel für den zwangläufigen Vorschub der Bohrspindel

C_1 Handrad für den Vorschub von Hand der Bohrspindel

D zweiter Knebel für den zwangläufigen Vorschub der Bohrspindel

D_1 Handrad für die schnelle Zustellung von Hand

E Hebel zum Wendegetriebe für den Vorschub

F Handrad für die Stufenräderschaltung des Vorschubes

G Handrad für die Schaltung des Schnellganges zur Welle III

H Handrad für die Einstellung des Spindelkastens und des Ständers

M Handhebel zur Welle VI und Kupplung *N* für die zwangläufigen Schnellgänge und Vorschübe von Ständer und Spindelkasten (zu *H*).

2) Schnitt.

Antrieb der Bohrspindel erfolgt durch Stufenscheibe und *I*, *b*, *c*, *II*, *d*, *e*, *f* (*g*, *h*).

3) Vorschub.

1) **Bohrspindelvorschub zwangläufig langsam: *1*, *2*, *3* (*4*, *5* und *6*, *7* und *8*, *9*) *10*, *11*, *12*, *13*, *III*, *14* bis *21***
2) **Bohrspindelvorschub zwangläufig schnell: *d*, *2*, *3*, *10* bis *21* (Rad *2* wird aus *1* gezogen)**
3) **Bohrspindelvorschub von Hand langsam: *C*, *16* bis *21***
4) **Bohrspindelvorschub von Hand schnell: D_1, *20*, *21***
5) **Spindelkastenbewegung zwangläufig langsam** } **abgezweigt von *III*, *32*, *33*, *IV*, wobei *III* wie oben getrieben wird**
6) **Spindelkastenbewegung zwangläufig schnell** } (s. 5)
7) **Spindelkastenbewegung von Hand: *H*, *30*, *31*, *10*, *11*, *12*, *13*, *III*, *32*, *33*, *IV***
8) **Ständerbewegung zwangläufig langsam** } **von *III*, *34*, *35*, *V*, wie oben kann *III* wieder zweierlei Geschwindigkeit erhalten**
9) **Ständerbewegung zwangläufig schnell** } (s. 8)
10) **Ständerbewegung von Hand: *H*, *30*, *31*, *10*, *11*, *12*, *13*, *III*, *34*, *35* *V*.**

Fig. 103 bis 119.
Wagerecht-Dreh- und Bohrwerk von de Fries & Co.

Fig. 103 bis 108.

triebe innerhalb des Ständers konnten beibehalten werden. Das ist sicher die billigste Lösung. Fêtu-Defize leitet die Kraft durch eine Stufenscheibe auf die wagerechte genutete Welle unter Vermeidung aller Riemen innerhalb der Maschine, und de Fries & Co., deren gleich vorzüglich durchkonstruierte und ausgeführte Maschine volles Lob verdient, haben ganz zwangläufigen Antrieb gewählt, indem sie mit geschickter Vereinigung der Vorzüge der erstgenannten Maschinen den Motor mitgehen lassen, wie bei Collet & Engelhard, also alle langen Wellen vermeiden, und durchweg zwangläufige Getriebe verwenden, wie bei Fêtu-Defize, also alle Riemen ausmerzen. Auch die Kraft wird hier zwangläufig durch eine Renold-Kette vom Motor auf das Triebwerk übertragen.

Für die Verstellbarkeit der Hauptteile ist von allen drei Firmen vorgesehen:

1) je eine Eilbewegung mit Kraftantrieb nach senkrechter Richtung (Spindelkasten auf Ständer) und wagerechter Richtung (Ständer längs des Bettes) und eine zweite in der Wagerechten (Bohrspindel quer zum Bett);

2) je eine Vorschubbewegung mit Kraftantrieb, die in allen Fällen von einem gemeinsamen Vorschubgetriebe abgeleitet wird;

3) Fein- und Grobverstellung von Hand für die Bohrspindel und je eine Handeinstellung für Ständer und Spindelkasten;

4) Wendegetriebe, um die ersten drei Bewegungen beliebig umkehren zu können.

Dazu kommt

5) die Drehbewegung der Arbeitspindel, die eigentliche Schnittbewegung, mit ihrem Geschwindigkeitswechsel.

Die bloße Feststellung der Aufgabe gibt einen Ueberblick über die große Anzahl der nötigen Griffe, über die Gefahren von Gegenschaltungen und die zwingende Notwendigkeit, die Verantwortlichkeit des Arbeiters durch Verriegelungen einzuschränken. Das ist denn auch in den meisten, bei de Fries sogar in allen Fällen geschehen. Collet & Engelhard, Fig. 80 bis 92, zerlegen die Aufgabe in zwei Teile, indem sie die Bewegungsumkehr, Griff *A*, die wagerechte Verschiebung des Ständers auf dem Bett, Griff *B*, und die senkrechte des Spindelkastens auf dem Ständer, Griff *C*, soweit sie kraftläufig erfolgen, nach unten an den Ständer verlegen, Fig. 77, während sämtliche Handeinstellungen sowie die Aenderungen der Vorschub- und Schnittbewegungen durch Griffe am Spindelkasten vollzogen werden. Der auf der wandernden Plattform stehende Arbeiter kann von seinem Standort aus sämtliche Hebel mit Leichtigkeit bedienen. Bei Fêtu-Defize, Fig. 78, liegen alle Griffe am Spindelkasten vereinigt; nur zum Umlegen des Riemens auf der Antriebstufenscheibe muß der Arbeiter an das Maschinenende gehen. Bei de Fries endlich mußten sämtliche Griffe zur Beherrschung aller Bewegungen, dem erhöhten Standpunkt des Arbeiters entsprechend, am Spindelkasten vereinigt werden. Die Aufgabe wurde durch die großen Abmessungen naturgemäß erschwert; denn was bei der

Fig. 109 bis 114

1) Bedienung.

A Hebel und Kupplungen zur Steuerwelle *IV*, um entweder Schraubenspindel *II* für den Spindelkasten oder Schraubenspindel *III* für den Ständer einzurücken
B Hebel und Kupplungen für die Einschaltung entweder des Vorschubes oder des Schnellganges der Hauptantriebwelle *I*
C Handrad zur Feineinstellung des Ständers auf dem Bett bezw. des Spindelkastens auf dem Ständer
C_1 Hebel zur Einrückung des Hülfsvorgeleges für Handrad *C*
D Hebel für die Umkehrung der zwangläufigen Bewegungen von *A* und *B*
E Hebel für den Wechsel der Antriebgeschwindigkeit durch Rad *c* oder c_1
F Hebel für das Wendegetriebe zum Antrieb der Bohrspindel
G Hebel zum Einrücken des Rädervorgeleges (*k, l, m, n*)
H Hebel für das Wendegetriebe des Vorschubes
J Hebel für die Stillstellung des Vorschubes
K, K_1 } Handräder für den Geschwindigkeitswechsel des Vorschubes
L Handrad für die Zustellung der Arbeitspindel von Hand
M Handkreuz für die Schnelleinstellung der Arbeitspindel von Hand
N Hebel für die Umsteuerung vom langsamen auf den schnellen Gang zu *L* und *M*
O Handrad zur Ausrückung des Ritzels *f* und zur Einrückung der Kupplung in *h*.

2) Schnitt.

Der Hauptantrieb der Rohrspindel erfolgt durch
1) *a, b, c, d* (*c*, d_1), *e* (e_2 oder e_1, e_3, e_2), *f, g,* (*h, i*)
2) *a, b, c, d* (c_1, d_1), *e — k, l, m, n* (Vorgelege) — *f, g,* (*h, i*).

3) Vorschub.

1) Bohrspindelvorschub zwangläufig langsam: *1* und *2, 3,* (*4, 5*) und *6, 7,* (*8, 9* und *10, 11*), *12* bis *21*
2) Bohrspindelvorschub zwangläufig schnell: *1, 2, 3, 6, 7, 12, 13, 22, 23, 24, 17* bis *21*
3) Bohrspindelvorschub von Hand langsam: *L, 15, 16* bis *21*
4) » » » schnell: *M, 22, 23, 24, 17* bis *21*
5) Spindelkastenbewegung zwangläufig langsam: *1* bis *12, 55* bis *59*, *I, 60, 61, II*
6) Spindelkastenbewegung zwangläufig schnell: *b, 50* bis *54, I, 60, 61, II*
7) Spindelkastenbewegung von Hand: *C, 53, 54, I, 60, 61, II*
8) Ständerbewegung zwangläufig langsam: *1* bis *12, 55* bis *59, I, 70, 71, III*
9) Ständerbewegung zwangläufig schnell: *b, 50* bis *54, I, 70, 71, III*
10) » schnell: *C, 80* bis *83, 53, 56, I, 70, 71, III*

I senkrechte Hauptantriebwelle
II Schraubenspindel für die senkrechte Spindelkastenbewegung
III » » wagerechte Ständerbewegung
IV senkrechte Steuerwelle

A bis *O* Handgriffe für die Manöver
a bis *n* Hauptantrieb der Arbeitspindel
1 bis *21* Vorschubgetriebe
50 bis *59* Antrieb auf senkrechte Hauptwelle *I*
60, 61 senkrechte Verstellung
70, 71 wagerechte Verstellung.

kleinen Maschine von Fétu-Defize unmittelbar erfolgen kann, muß hier durch lange Gestänge erst vermittelt werden. Für den Vorschubwechsel verwenden Collet & Engelhard eine vierstufige Riemenscheibe und verschiebbare Stirnräder, die beiden andern Firmen nur Stufenräder, die in Fig. 78 deutlich zu sehen sind, in Fig. 79 dagegen eingekapselt rechts unten zwischen den vollen Handrädern liegen, vergl. auch Fig. 103 bis 119. Achsenentfernung sowie Breite und Durchmesser der Stufenscheibe sind bei Collet & Engelhard recht groß, so daß die Durchzugkraft wohl ausreicht. Die Lage unten am Ständer ist für die wirkliche Ausführung des Vorschubwechsels günstig; allerdings ist der Weg, durch den der Kraftantrieb bis zur Betätigungsstelle geschickt wird, vergl. Fig. 80 bis 92, recht lang.

Durch die Trennung der Griffe wird die Bedienung der Maschine von Collet & Engelhard sehr übersichtlich; dazu kommt, daß die Verwendung der Stufenscheibe gerade den verwickelten Teil des Räderwerkes aus dem Spindelkasten entfernt und sein Aussehen, Fig. 77 und 80 bis 92, schon im Vergleich zu Fig. 78 und 93 bis 102, noch mehr aber zu Fig. 79 und 103 bis 108 vereinfacht.

Hervorzuheben ist bei den letzten beiden Maschinen, daß die sehr großen letzten Antriebräder so weit nach vorn wie möglich auf der Arbeitspindel sitzen. Das sichert große Durchzugkraft und ruhigen Gang und gestattet die volle Ausnutzung der durch den Zwanglauf gewährleisteten größeren Vorschübe.

Die Vereinigung des Stufenmotors mit 10 Geschwindigkeitstufen, Fig. 79, mit den acht mechanisch erreichbaren Geschwindigkeitswechseln gibt 80 Möglichkeiten für die de Fries-Maschine, gegenüber je acht bei den beiden andern. Hier liegt ein Beispiel für das im Anfang Gesagte vor. Der 11 pferdige Stufenmotor mit einem Ueberpreise von 600 ℳ spielt gar keine Rolle gegenüber den Annehmlichkeiten der großen Anpassungsfähigkeit an alle Arbeiten bei einer Maschine von rd. 88000 kg Gewicht.

In Fig. 80 bis 119 sind die drei Maschinen in ihren Einzelheiten noch einmal dargestellt. Zum leichteren Verständnis der zum Teil recht verwickelten Getriebefolgen diene folgendes als Anhalt:

1) Die großen Buchstaben *A* bis *O* bezeichnen die Griffe, Handräder, Kupplungen, Gestänge usw. für die verschiedenen Schaltungen;

2) die kleinen Buchstaben *a* bis *z* dienen fortlaufend zur Kennzeichnung für den Antrieb der Arbeitspindel;

3) die arabischen Zahlen 1 bis 81 geben die Triebwerke für die Schnellgänge, die Kraft- und Handvorschübe an;

4) die römischen Zahlen I bis VI bezeichnen die senkrechten Hauptwellen.

Bei jeder Figurengruppe ist in einem Verzeichnis jede einzelne Triebwerkfolge nach obiger Art genau angegeben, so daß ausführliche ermüdende Beschreibungen fortfallen können.

Ein Schlußvergleich der Spindelkasten bringt uns zu der Ueberzeugung, daß es angeraten ist, die Maschinen nicht zu sehr zu überladen, nicht zu viele Dinge in einer Maschine zu vereinigen, die vielleicht in der Praxis wenig oder gar nicht gebraucht werden. Die Maschinen werden dadurch immer teurer in Anschaffung und Bedienung. Es könnte leicht vorkommen, daß eine ausgetiftelt durchkonstruierte Maschine mit allen Feinheiten schießlich desbalb keinen Anklang findet, weil es zu schwer ist, brauchbare Bedienungsmannschaft für sie heranzuschaffen.

(Fortsetzung folgt.)

Fig. 115 bis 119.

Fig. 52 und 53. Drehbank mit liegender Planscheibe von de Fries & Co.

G. Schlesinger:
Die Weltausstellung in Lüttich 1905.
Die Werkzeugmaschinen.

Fig. 54. Drehbank mit liegender Planscheibe der Gisholt Machine Co.

Fig. 58 und 56.
Antriebräderkasten des Bohrwerkes von de Fries & Co.

G. Schlesinger: Die Weltausstellung in Lüttich 1905. Die Werkzeugmaschinen.

Fig. 55 und 56. Drehbank mit liegender Planscheibe der Bullard Machine Tool Co.

Fig. 57. Bullard-Maschine in die wagerechte Lage umgekippt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 30. Oktober 1905.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Sitzung vom 1. Oktober 1905 in St. Johann.

Vorsitzender: Hr. Ackermann. Schriftführer: Hr. Riedt.
Anwesend 100 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende macht der Versammlung Mitteilung von dem am 29. September erfolgten Ableben des um die deutsche Technik wie um den Verein hochverdienten langjährigen treuen Mitgliedes Ludwig Ehrhardt[1]). Die Anwesenden ehren das Andenken des Heimgegangenen durch Erheben von den Sitzen.

Darauf berichtet Hr. Ortmann über die Tätigkeit des Ausschusses betr. Normen für Leistungsversuche an Kraftgaserzeugern und Verbrennungskraftmaschinen.

Alsdann bespricht der Vorsitzende ein Schreiben des Hauptvereines betr. amtliche Ueberwachung elektrischer Starkstromanlagen und berichtet des weiteren über die Hauptversammlung in Magdeburg.

Endlich spricht Hr. E. Spiro über das Dampfturbinen-Kraftwerk auf Bahnhof Saarbrücken.

Auf dem Bahnhof Saarbrücken befanden sich bisher 2 Kraftwerke, das eine auf dem Güterbahnhof für die elektrische Beleuchtung des Bahnhofes, das andre in der Hauptwerkstätte für die Beleuchtung und Kraftübertragung in den Werkstätten. Die Ausnutzung der Anlage war ungünstig, da die eine nur bei Nacht, die andre nur bei Tag in Betrieb sein konnte. Der wachsende Lichtbedarf des Bahnhofes, größere Umbauten in der Hauptwerkstätte und die Möglichkeit, die alten Anlagen in zweckmäßiger Weise an andrer Stelle verwenden zu können, veranlaßten die Verwaltung, ein neues, gemeinschaftliches Werk zu erbauen, das gleichzeitig die Versorgung der im Bau befindlichen Hauptwerkstätte bei Burbach übernehmen sollte. Mit dem Bau wurde im Oktober 1904 begonnen, und im September 1905 wurde der Betrieb aufgenommen.

Als Antriebmaschinen kamen nur Dampfmaschinen in Frage, da die Kessel der alten Anlagen Verwendung finden sollten. Für die Wahl von Dampfturbinen war bestimmend: der geringe Platzbedarf, die einfache Bedienung, der günstige Dampfverbrauch, die gute und schnelle Regelung, der hohe Gleichförmigkeitsgrad und das ölfreie Kondensat. Bei der Auswahl der elektrischen Maschinen war zu beachten, daß für die bestehenden umfangreichen Einrichtungen auf dem Bahnhof und in der Werkstätte Saarbrücken Gleichstrom erforderlich war, während für die Kraftübertragung nach der 6 km weit entfernten Werkstätte bei Burbach nur hochgespannter Drehstrom in Frage kommen konnte. Da die Arbeitzeiten für die Werkstätten die gleichen sind, ist jede Turbine unmittelbar mit einer Gleichstrom- und einer Drehstrommaschine gekuppelt worden. Durch die unmittelbare Erzeugung des Gleichstromes konnte von der Aufstellung einer besondern Drehstrom-Gleichstrom-Umformeranlage, die die Uebersichtlichkeit und Wirtschaftlichkeit der Anlage beeinträchtigt haben würde, abgesehen werden. Der Energiebedarf für die Werkstätten und die Nebenbetriebe wird durch eine Turbine von 435 KW Leistung (260 KW Gleichstrom bei 240 V, 175 KW Drehstrom bei $\cos \varphi = 0{,}8$, 3000 V Spannung und 45 Per./sk), der für die Beleuchtung durch eine Turbine von 275 KW Leistung (150 KW Gleichstrom, 125 KW Drehstrom) gedeckt.

Der Betrieb soll so geführt werden, daß bei Tag eine Turbine von 435 KW, bei Nacht die kleinere Turbine von 275 KW arbeitet. Eine zweite Turbine von 435 KW soll zur Aushülfe dienen. In den Wintermonaten, wo noch während der Werkstättenarbeit, die bis 6½ Uhr abends dauert, Strom für die Beleuchtung nötig ist, sind eine große und die kleine Turbine während einiger Stunden gleichzeitig im Betriebe. Die Lage des Kraftwerkes ist möglichst nahe der hauptsächlichsten Gleichstrom-Entnahmestelle, der Werkstätte Saarbrücken, gewählt. Es liegt nördlich davon, jenseits der Gütergleise der im Bau begriffenen linken Saaruferbahn und außerhalb des Bahnhofbereiches.

Zur Versorgung mit Kohlen dient eine Förderanlage, Bauart Busse, welche die Kohlen von einem Nebengleis des Werkstättenhofes über die Gleise der linken Saaruferbahn hinweg in das Kesselhaus schafft und gleichzeitig imstande ist, die Asche vom Kesselhause nach diesem Gleis zu bringen.

[1]) s. Z. 1905 S. 1769.

Das Bauwerk selbst zerfällt in 2 Haupthallen: das Kesselhaus und das Maschinenhaus. Die Kohlenbunker sind an das Kesselhaus so angebaut, daß die Kohlen unmittelbar zum Heizen entnommen werden können. Der Fußboden des Maschinenhauses liegt 1 m höher als der des Kesselhauses, um die Frischdampfleitungen bequem in den Maschinenhauskeller einführen zu können. An das Maschinenhaus schließen sich das Maschinistenzimmer, das Magazin und der Raum für die Akkumulatoren an. Oestlich vom Gebäude befindet sich der Kühlturm für die Kondensationsanlage, nördlich der Schornstein, der 55 m Höhe bei 3,15 m unterem und 2 m oberem lichtem Durchmesser hat.

Die Kesselanlage besteht aus zwei Zweiflammrohrkesseln mit oberen Rauchröhrenkesseln und zwei Steinmüller-Kesseln, von denen jeder 150 qm Heizfläche und einen Ueberhitzer von 50 qm Heizfläche hat, durch den der Dampf auf 280° erhitzt werden kann. Der Ueberdruck beträgt 12 at. Die Rohrleitung ist eine Doppelleitung. Ihre Abkühlungsoberfläche ist geringer als die einer Ringleitung, da nur mit einem Strange gearbeitet wird. Sie gewährt genügende Betriebsicherheit und ist sehr übersichtlich. Die Leitungen sind aus Mannesmann-Stahlrohren, die Ventile und Kugelformstücke für die Abzweige aus Stahlguß hergestellt. Für Entwässerung der Leitungen ist gesorgt. Das Kondensat und das übrige reine Gebrauchwasser werden wieder verwendet.

Die Turbinen sind von Brown, Boveri & Co. gebaut. Der Dampfverbrauch der großen Turbine beträgt für 1 KW-st:

10,3 kg bei 435 KW induktionsfreier Belastung
11,1 » » 326 » » »
12,7 » » 217,5 » » »

Der Dampfverbrauch der 275 KW-Turbine beträgt:

11,1 kg bei 275 KW induktionsfreier Belastung
12 » » 206 » » »
14 » » 137,5 » » »

In diesen Zahlen ist die Erregerenergie eingeschlossen. Bei induktiver Belastung erhöhen sich die Zahlen um 3 vH.

Die Oberflächen-Zentralkondensation befindet sich im Keller des Maschinenhauses. Die elektrisch angetriebenen Pumpen sind so aufgestellt, daß sie von dem Laufkran des Maschinenhauses mit 5000 kg Tragfähigkeit unmittelbar bedient werden können. Der Oberflächenkondensator selbst befindet sich unter der mittleren Turbine.

Die Schaltanlage für die elektrischen Einrichtungen ist so angeordnet, daß sich im Maschinenraum nur die unbedingt notwendigen Geräte befinden. Die Meß- und Verteileinrichtungen sind im Keller untergebracht, können aber, soweit erforderlich, vom Maschinenraum aus beobachtet und bedient werden. Die Hochspannungs-Oelschalter für die Maschinen und die Abzweige können durch Druckknöpfe vom Maschinenraum aus elektromagnetisch ein- und ausgeschaltet werden. Die Hochspannungsleitungen sind durch sogenannte Zeitrelais gesichert, die bei Kurzschlüssen den betreffenden Schalter ausschalten. Sie sind so eingerichtet, daß sie erst wirken, wenn die Stromstärke ein gewisses Maß überschritten hat, und wenn die Zeitdauer der Einwirkung dieses Stromes unzulässig groß wird. Starke Stromentnahmen, die nur ganz kurze Zeit dauern, oder Kurzschlüsse, die sofort wieder verschwinden, verursachen daher keine Stromunterbrechungen.

Zur Aushülfe während der stärksten Beanspruchung des Kraftwerkes und zur Stromabgabe an den Sonn- und Feiertagen ist eine Akkumulatorenbatterie aus 132 Elementen mit einer Kapazität von 440 Amp-st bei zweistündiger Entladung vorgesehen. Die zum Laden der Batterie erforderliche Zusatzmaschine steht in einem mit dem Maschinenhause zusammenhängenden Nebenraume. Sie ist als Hauptschluß-Zusatzmaschine, sogenannte Fernleitungsdynamo, ausgebildet, so daß die während kurzer Zeit erforderliche große Strommenge zur Beleuchtung des Hauptverwaltungsgebäudes durch verhältnismäßig schwache Leitungen geführt und eine vollkommen gleichmäßige Spannung am Speisepunkte des Verwaltungsgebäudes aufrecht erhalten werden kann.

Zum Schluß erwähnt der Vortragende, daß die noch in gutem Zustand befindlichen Dampf- und Dynamomaschinen der alten Anlagen in den Kraftwerken zu Neunkirchen und Karthaus Verwendung gefunden haben.

Nach dem Vortrag wurde das neue Dampfturbinen-Kraftwerk besichtigt.

Eingegangen 14. November 1905.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Sitzung vom 21. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Reusch. Schriftführer: Hr. Weidler.

Anwesend 80 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß drei Mitglieder, die Herren G. Hannesen, G. Reincke und M. Hermann, gestorben sind, und zwar sind alle drei in Ausübung ihres Berufes dahingerafft worden. Zu Ehren der Verstorbenen erheben sich die Anwesenden von ihren Sitzen.

Darauf berichtet Hr. Liebig über die Hauptversammlung in Magdeburg.

Alsdann wird über den Entwurf von Normen für Kraftgasanlagen und Verbrennungskraftmaschinen Beschluß gefaßt.

Schließlich spricht Hr. Kaufhold über den Ringgenerator, Patent Friedrich Jahns, zur Erzeugung von Heiz- und Kraftgas aus Rohkohle und minderwertigen Brennstoffen[1]).

In der sich anschließenden Besprechung äußert Hr. Reusch Zweifel daran, daß man Berge mit 85 und 60 vH Rückstand in dem Generator noch mit Vorteil verarbeiten könne, da doch der Transport der Massen in Rücksicht gezogen werden müsse. Auch die angegebene Zeit zum Entleeren der Generatoren, ¼ st, erscheine nicht ausreichend, vielmehr müsse man ¾ st rechnen.

Hr. Kaufhold erwidert, daß er nur von der Möglichkeit gesprochen habe, 85- oder 60 prozentige Rückstände zu vergasen. Das Entleeren der Generatoren sei sehr einfach; freilich könne es durch Unaufmerksamkeit vorkommen, daß die Massen schmelzen, und dadurch werde das Entleeren verzögert.

Hr. Joh. Körting, Düsseldorf, bestätigt aus eigener längerer Wahrnehmung, daß sich mit den Ringgeneratoren ein fast teerreines Gas erzeugen lasse, und daß sich infolgedessen die damit betriebenen Maschinen über Erwartung sauber halten.

Hr. Blezinger teilt mit, daß die Entleerung der einzelnen Generatorschächte mindestens ¾ st beanspruchte; jedoch wirke das nicht störend auf den Gang einer Generatorgruppe. Die Beaufsichtigung der ganzen Anlage auf Grube von der Heydt sei recht schwierig und erfordere eine besonders geschulte Kraft. Mit Klaubebergen von der Saar lassen sich die Schächte ohne Anstand entleeren, aber mit Klaubebergen von der Ruhr werde es schwieriger sein, weil die Berge der Ruhrkohle leichter schmelzig als die der Saar sind. Die Verarbeitung von reinen Waschbergen des westfälischen Kohlengebietes in gemauerten Schächten hält er nicht für möglich, weil die ganze Masse in sich zu sehr zusammenbackt und auch an den Generatorwänden so fest anklebt, daß die Ansätze erst nach völliger Abkühlung der Schachtwände entfernt werden können. Damit aber wäre der Grundgedanke des Generators zum Teil umgestoßen. Vermeiden lasse sich das Zusammenbacken und Festhaften niemals, weil die Waschberge eine Menge feinster, leicht schmelziger Tonteilchen und den größten Teil des Schwefelkieses enthalten, der in der noch ungewaschenen Kohle war.

Hr. Kaufhold erwidert, daß andauernde Versuche mit Waschbergen noch nicht gemacht, aber in Aussicht genommen seien. Ein Material, wie es von Hrn. Blezinger geschildert sei, könnten die Ringgeneratoren allerdings nicht vertragen.

Hr. Stapenhorst weist darauf hin, daß im Ringgenerator weniger die Waschberge als vielmehr die Klaubeberge, d. h. diejenigen Berge oder mit Steinen durchsetzten Kohlenstückchen vergast werden, die auf den Lesebändern bei der Verladung der Förderkohle ausgeschieden werden. Hr. Jahns lege besondern Wert darauf, daß mit seinem Ringgenerator minderwertige Stoffe mit 70 bis 75 vH Rückständen vergast werden können, und bisher sei nicht bekannt geworden, daß andere Generatoren derartig minderwertiges Material verarbeiten.

Hr. Wolff weist auf englische Einrichtungen sowie auf die der Compagnie du Gaz Riché, Paris[2]), zum Vergasen von Steinkohlen hin.

Auf eine Anfrage gibt Hr. Kaufhold an, daß die Gase mit 650° abziehen, und daß der Wirkungsgrad des Generators 80 vH beträgt.

[1]) s. Z. 1904 S. 311; 1905 S. 793.

[2]) s. Z. 1905 S 1902.

Hr. Capitaine ist der Ansicht, daß ein Generator mit oberer Entgasungs- und darunter liegender Vergasungsschicht den gleichen Zweck wie der Jahnssche Generator, jedoch in einfacherer Weise, erreichen lasse. Die Gasmotorenfabrik Deutz habe Versuche mit derartigen Generatoren gemacht. Ein wesentlicher Uebelstand bei diesen sei das Zusammenbacken der Kohle in der Entgasungsschicht, wodurch sich im Generator Klumpen bilden; aber dieser Uebelstand sei durch eine mechanische Zerkleinerung der Kohle während der Entgasung zu beheben.

Hr. Neumann, Köln, erwidert, daß die Gasmotorenfabrik Deutz nicht nur Versuche zur Herstellung eines teerfreien Gases aus bitumenhaltigen Stoffen gemacht habe, sondern daß die auf Grund der Versuche hergestellten Gaserzeuger wenigstens für Braunkohle bereits in größerer Anzahl Eingang in die Praxis gefunden haben. Bisher seien 33 Braunkohlen-Generatorgasanlagen mit 5300 PS in Betrieb, und das aus ihnen gewonnene Gas enthalte so wenig Teer, daß die aus dem Skrubber ablaufenden Wässer schon in vierfacher Verdünnung keine schädlichen Einwirkungen mehr auf Fische zeigen. Es werde also durch den Doppelgenerator, durch Luftzuführung von oben und unten und durch Gasabzug in der Mitte des Schachtes in einem einzigen Generator ein allen Anforderungen der Praxis genügendes Motorengas aus bitumenhaltigen Stoffen gewonnen. Für nicht backende Steinkohlen eigne sich das Verfahren ohne weiteres auch, für backende Steinkohle seien die Versuche noch nicht abgeschlossen. Betreffs der Aeußerungen des Hrn. Wolff weist er darauf hin, daß die Einrichtungen der Compagnie du Gaz Riché nicht als eine französische, sondern als eine deutsche Erfindung anzusehen sind. Denn schon im Jahre 1897 habe die Gasmotorenfabrik Deutz ein Patent darauf genommen, die in einem Generator erzeugten teerhaltigen Gase durch einen zweiten mit einem teerarmen glühenden Brennstoffe, insbesondere mit Koks, gefüllten unter abermaliger Luftzufuhr zu leiten. Die damaligen Versuche hatten bezüglich der Reinheit des Gases ein ganz befriedigendes Ergebnis, aber die Ausnutzung der Brennstoffe sei nicht sehr günstig gewesen. Außerdem sei es mißlich gewesen, zwei verschiedene Brennstoffe zu verwenden. Die Apparate der Compagnie du Gaz Riché würden größtenteils zum Vergasen von Holzabfällen benutzt, wobei Koks oder Holzkohlen als Reduktionsschicht dienen. Die Wärmeausnutzung sei nicht sehr günstig, da für 1 PS-st bis zu 4500 WE gebraucht werden. Was die Ausführungen des Vortragenden über die Wirtschaftlichkeit einer in weiterer Entfernung vom Kohlengebiet aufzustellenden Ringgeneratorenanlage mit Steinkohlenbetrieb für ein Elektrizitätswerk betrifft, wonach diese Generatoren den bisherigen Koks- und Anthrazitgeneratoren überlegen sein sollen, so schließt sich Hr. Neumann ihnen nicht völlig an. Es sei unmöglich, eine Ringgeneratorenanlage mit 4 Schächten, Dampferzeuger und Gasbehälter auch nur annähernd zu demselben Preise zu liefern wie eine einfache Sauggasanlage für Koks oder Anthrazit, und daher werde ein großer Teil, wenn nicht die ganze Ersparnis, die durch den billigeren Brennstoff erzielt wird, durch erhöhte Verzinsung und Abschreibung ausgeglichen. Außerdem müsse berücksichtigt werden, daß die Ausnutzung des Brennstoffes sowie die Reinheit und Gleichmäßigkeit des Gases sehr wesentlich davon abhängig ist, daß die richtigen Zeiten beim Umschalten der Kammern eingehalten werden, und daß das bei einer stark wechselnden Belastung, wie sie ein elektrisches Kraftwerk aufweist, sehr schwierig sein dürfte. Deshalb werde wohl der einfachere Sauggasbetrieb mit Koks und Anthrazit in größerer Entfernung von der Zeche seine Berechtigung behalten. Das große Verdienst des Erfinders des neuen Generators, die bisher unverwertbaren Klaubeberge und Waschberge auf den Zechen verwerten zu können, bleibe dadurch ungeschmälert.

Hr. Schaefer, Oberhausen, macht Mitteilungen über die Entstehung der Ringgeneratoren. Die Gruben der kgl. Berginspektion III lägen in einem engen Talkessel, und man könne Berge nur in beschränkter Masse unterbringen. Deshalb habe man sie durch einen etwa 2 km langen Stollen in ein anderes Tal schaffen und dort abstürzen müssen. Vor mehreren Jahren habe man nun ein Flöz angefahren, das sehr viele Bergemittel enthielt, wodurch die betreffende Kohle unverkäuflich war und auch auf dem blanken Roste nicht verfeuert werden konnte. Da es sich aber nicht vermeiden ließ, die Kohle zu fördern, so habe man auch sie durch den Stollen abfahren müssen. Man habe deshalb auf der Grube Versuche gemacht, die Kohle zu verwerten, und sei hierbei nach und nach auf die jetzige Konstruktion der Ringgeneratoren gekommen.

Eingegangen 20. November 1905.

Verein für Eisenbahnkunde.

Sitzung vom 14. November 1905.

Hr. Regierungsbaumeister Heinrich spricht über den neuen Leipziger Hauptbahnhof. In Leipzig münden 11 Eisenbahnlinien, und es sind 6 zum Teil weit voneinander entfernte Bahnhöfe vorhanden, die dem Personen- und dem Güterverkehr dienen. Die Bahnhöfe haben sich als unzureichend für den Verkehr erwiesen; man hat sich daher entschlossen, den Personenverkehr vollständig vom Güterverkehr zu trennen und für den ersteren einen gemeinschaftlichen Bahnhof herzustellen. In dem vorliegenden Entwurf ist unter Berücksichtigung des Umstandes, daß 95 vH des Personenverkehrs Leipzigs örtlicher und nur 5 vH Durchgangsverkehr sind, daß sich daher eine tunlichst nahe Lage zur Stadt empfiehlt, ein Kopfbahnhof auf dem Gelände des bestehenden Thüringer, Magdeburger und Dresdener Bahnhofes vorgesehen. Daneben erbaut jede der beiden in Frage kommenden Eisenbahnverwaltungen: der preußischen und der sächsischen Staatsbahnen, für sich Anlagen für den Güter-, Verschiebe- und Uebergabeverkehr, und zwar Preußen bei Wahren, Sachsen bei Engeldorf. Für die Uebergabe der Güter werden besondere Bahnhöfe bei Schönfeld im Osten und bei Lindenau-Plagwitz im Westen hergestellt. Für den örtlichen Güterverkehr errichtet jede Verwaltung ebenfalls besondere Bahnhöfe, und zwar Preußen westlich, Sachsen östlich vom Haupt-Personenbahnhof. Diese Bahnhöfe werden unter sich und mit den bestehenden Linien durch Verbindungsbahnen verbunden, die die Stadt und ihre Vororte in weitem Bogen umziehen. Für den örtlichen Personenverkehr sollen der Eilenburger und der Bayerische Bahnhof erhalten bleiben.

Der neue Hauptbahnhof erhält ein 300 m langes Empfangsgebäude und einen sich anschließenden Hallenbau, der 26 Bahnsteige überdacht. In der Nähe des Hauptbahnhofes wird für die Postwagen ein besonderer Bahnhof angelegt, der bei dem außergewöhnlichen Paketverkehr der Stadt Leipzig erhebliche Abmessungen erhalten muß.

Die Bauausführung, die nur stückweise vor sich gehen kann, gestaltet sich schwierig. Gegenwärtig sind von den preußischen Neuanlagen in Betrieb genommen: die Freiladeanlagen, der Verschiebebahnhof Wahren und die beiden westlichsten Güterschuppen für den Magdeburger und Thüringer Güterverkehr. Bis zum 1. Mai 1906 sollen die sämtlichen Güterverbindungsbahnen fertiggestellt uud am 1. Oktober 1907 der Magdeburger Personenverkehr nach dem Berliner Bahnhof, der Thüringer Personenverkehr nach dem Magdeburger Bahnhof verlegt werden, damit man das Gelände des Thüringer Bahnhofes für Neubauten freilegen kann. Die westliche Hälfte des Hauptbahnhofes, in die der Personenverkehr der Thüringer, Magdeburger, Berliner und Dresdener Bahn aufgenommen werden wird, soll bis 1911 fertiggestellt werden. Dann kann der Dresdener und Magdeburger Personenbahnhof abgerissen und die östliche Hälfte des Hauptbahnhofes in Angriff genommen werden. Bis 1914 hofft man den ganzen Hauptbahnhof fertigzustellen. Die Gesamtkosten betragen 128 Millionen ℳ, wovon 44 Millionen auf Grunderwerb und 84 Millionen auf Bauausführungen entfallen.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Ueber die gebräuchlichsten Lampen für flüssige und gasförmige Brennstoffe. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Nov. 05 S. 220/23*) Mischgas- und Aërogengas-Beleuchtung.

Bergbau.

Der Bergbau auf der Lütticher Weltausstellung. Von Herbst. Forts. (Glückauf 2. Dez. 05 S. 1489/96*) Rettungswesen. Wasserhaltung. Forts. folgt.

Les gisements pétrolifères des États-Unis. Von Vicaire. (Bull. Soc. Ind. min. 05 Band 4 S. 681/849*) Geschichtliches über die Entdeckung der ersten Erdölquellen in Amerika. Uebersicht über die ölführenden Staaten. Geologische Verhältnisse. Güte der verschiedenen Erdöle. Wirtschaftliche Angaben. Forts. folgt.

Ueber die mit verchiedenen Schachtleitungen im Oberbergamtsbezirk Breslau gemachten Erfahrungen. Von Ackermann. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 3. Heft 05 S. 359/99*) Kurze Angaben über die Konstruktion der gebräuchlichen Schachtleitungen. Anlage- und Unterhaltungskosten. Bewährung im Betriebe. Wirkung der verschiedenen Fangvorrichtungen in der Praxis.

Dampffässer und Kocheinrichtungen.

Die Explosion eines Trockenapparates. Von Tacheci (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Nov 05 S. 137/38*) Bei dem infolge Ueberschreitens des zulässigen Dampfdruckes entstandenen Unfall ist ein Mann getötet worden.

Dampfkraftanlagen.

Allgemeines von der Verwendung der Dampfüberhitzung bei Land- und Schiffsbetrieben. Von Rude. (Dingler 2. Dez. 05 S. 754/56) Zulässige Höhe der Ueberhitzung. Schwierigkeiten bei der Einführung der Ueberhitzung im Schiffsbetrieb.

Zur Theorie der Dampfdrosselung in den Einlaßkanälen der Dampfmaschinen. Von Langrod. (Dingler 2. Dez. 05 S. 751/54*) Der Verfasser stellt fest, bei welcher Kanaleröffnung die Drosselung beginnt

Eisenbahnwesen.

Der elektrische Bahnbetrieb in Nordamerika. Von Wyßling. (Schweiz. Bauz. 2. Dez. 05 S. 281/82) Allgemeine Erläuterungen.

Ueber die Bestimmung der Leistungen von Lokomotiven aus dem Verlaufe der Geschwindigkeitskurven. Von Schlöß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 24. Nov. 05 S. 637/42*) Ableitung von Formeln zur Bestimmung der Leistungen, erläutert an Zahlenbeispielen.

Compound locomotives with superheaters. (Eng. News 23. Nov. 05 S. 537/38*) Darstellung einer 4/5 gekuppelten Güterzuglokomotive mit außenliegenden Zylindern von 584 und 889 mm Dmr. bei 864 mm Hub. Anordnung des Ueberhitzers.

The recent development of the locomotive engine. (Engineer 1. Dez. 05 S. 529/30*) Kritische Besprechung der neueren Verbesserungen in den Lokomotivtriebwerken.

Zwillings- und Verbundlokomotiven mit Ueberhitzung. Von v. Borries. (Glaser 1. Dez. 05 S. 217/18) Auszug aus einem Vortrage von Vaughan über die Anwendung der Ueberhitzung bei amerikanischen Lokomotiven in der Versammlung der Master Mechanics' Association.

Four-coupled express locomotive for the Belgian State Railways. Von Hanbury. (Engng 1. Dez. 05 S. 728*) Schaubild und Angaben über eine 2/4-gekuppelte Lokomotive der Société Anonyme »La Métallurgie« in Turbize, die 482 mm Zyl.-Dmr, 660 mm Hub, 127,62 qm Heizfläche, 2,072 qm Rostfläche und 53,35 t Betriebsgewicht hat.

Heavy electric railroading. Von Valatin. (El. World 18. Nov. 05 S. 860/62*) Zusammenstellung vieler ausgeführter elektrischer Lokomotiven und Eisenbahnmotorwagen nach Leistung und Umlaufzahl der Motoren, Spannung, Periodenzahl und Gewicht Bericht über Betriebsergebnisse auf der Valtellina-Bahn.

Die Lütticher Weltausstellung. Das Eisenbahnwesen. Von Schwarze. Forts. (Glaser 1. Dez. 05 S. 212/13* mit 1 Taf) Schlafwagen der französischen Ostbahn. Güterzug-Packwagen, Bauart Bika, der belgischen Staatsbahn.

Beitrag zur Lehre von der Berechnung der Bogenweichen und Gleisverbindungen. Von Ludin. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1. Dez. 05 S. 653/64*) Ableitung von vereinfachten Formeln zum Gebrauch in der Praxis.

Terminal yard improvements of the New York Central and Hudson River R. R. (Eng. Rec. 18. Nov. 05 S. 562/66*) Angaben über den Umfang der Arbeiten und Darstellung des Bauvorganges. Gleispläne.

Eisenhüttenwesen.

Ueber die Verarbeitung flüssigen Roheisens im basisch zugestellten Martinofen. Von Dickmann. (Stahl u. Eisen 1. Dez. 05 S. 1337/46) Oxydationswirkung der Ofengase. Oxydation durch Eisenoxyd. Wirkungen zwischen Eisenoxyd und den Verunreinigungen des Roheisens. Versuche im Martinofen. Wirkung von Eisenoxyd auf flüssiges Roheisen ohne Mithülfe der Ofenwärme. Schluß folgt.

La métallurgie à l'Exposition de Liége. Von Guillet Schluß. (Génie civ. 25. Nov. 05 S 57/60*) Stahlsorten für Sonderzwecke. Schmelztiegel. Verschiedene Einrichtungen für Walzwerke.

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 8 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Neuere Ausführungen in Eisenbeton. Von Eiselen. Forts. (Deutsche Bauz. 2. Dez. 05 S. 579/82*) S. Zeitschriftenschau v. 9. Dez. 05. Forts. folgt.

Elektrotechnik.

Niagara power in the gorge. I. (El. World 18. Nov. 05 S. 857/59*) Entwicklung des Kraftwerkes und der Anlagen der Niagara Falls Hydraulic Power and Manufacturing Co.

Messung und Berechnung der Eisenverluste in den asynchronen Drehstrommotoren. Von Bache-Wig und Bragstadt. (Z. f. Elektrot. Wien 3. Dez. 05 S. 713/16*) Die Messungen werden mit Hülfe eines Gleichstrom-Neben-chlußmotors ausgeführt, von dem der Drehstrommotor bei verschiedenen Schaltungen angetrieben wird.

Kommutatormotore für einphasigen Wechselstrom. Von Hoerburger. Forts. (Dingler 2. Dez. 05 S. 759/63*) Hauptstrommotor mit Ausgleich. Forts. folgt.

Die Ausgleichsrechnungen in geschlossenen Leitungsnetzen und die Gaußschen Näherungsverfahren zur Auflösung der Netzgleichungen. Von Soschinski. Schluß. (Elektrot. Z. 30. Nov. 05 S. 1093/97*)

Moderne Hochspannungs-Schaltanlagen für den Betrieb in Bergwerksanlagen. Von Mack. (Elektrot. Z. 30. Nov. 05 S. 1091/93*) Darstellung und Erläuterung der Leitungsanlagen, Schalt- und Sicherheitsvorrichtungen in Schächten und Stollen, ausgeführt von Voigt & Haeffner A.-G.

Erd- und Wasserbau.

Electric towing. (El. World 18. Nov. 05 S. 865/66*) Darstellung der am Erie-Kanal verwendeten Treidellokomotive, Bauart Gerard Clarke, und Bericht über Betriebsergebnisse.

Consolidation du barrage de Grosbois. Von Galliot. (Ann. Ponts. Chauss. 3. Bd. 05 S. 204/24* mit 1 Taf.) Beschreibung der Ausbesserungsarbeiten an der Staumauer des 9220000 cbm fassenden Behälters.

Gesundheitsingenieurwesen.

The tankage of sewage. Von Stoddart. (Eng. Rec. 18. Nov. 05 S. 574/77*) Betrachtungen über den Wert der verschiedenen Reinigungsverfahren, über die erforderlichen Abmessungen der Behälter, die Bemessung der Durchflußmengen und die Fortschaffung der Niederschläge.

Die Abwasserreinigungsanlagen der Stadt Manchester. II. Von Dunbar. (Gesundhtsing. 30. Nov. 05 S. 535/37*) Kurze Uebersicht über die Anlage mit besonderer Berücksichtigung der Betriebsergebnisse.

The sewage pumping station at the Hampton Institute. (Eng. Rec. 18 Nov. 05 S. 566/68*) Die Abwässer werden in einem Brunnen von 5,7 m Dmr. und 5,2 m Tiefe gesammelt und mittels elektrisch betriebener Kreiselpumpen in zwei Sammelbehälter aus Eisenbeton gedrückt, von wo sie während der Flut in den Hampton-Fluß abgelassen werden.

The Thirty-ninth St. sewage pumping station, Chicago. (Eng. Rec. 18. Nov. 05 S. 578/81*) Lageplan der bestehenden und der noch zu erbauenden Entwässerungsanlagen. Grundriß des neuen Pumpwerkes von 57 cbm/sk Mindestleistung, in dem vier Dampfpumpmaschinen aufgestellt sind. Vorgang bei der Gründung des Pumpwerkes.

Gießerei.

Moderne Formmaschinen. Von Baur. Schluß. (Stahl u. Eisen 1. Dez. 05 S. 1362/70*) Maschinen mit Abhebewagen. Drehtisch-Formmaschinen. Maschinen mit Durchzieh- und Abhebevorrichtung.

Making the pattern and mold for a bed for a power press. Von Palmer. (Am. Mach. 2. Dez. 05 S. 657/59*) Herstellung des Modelles derart, daß seine Teile wieder verwendet werden können.

Eisengattierung und Schmelzvorgang. Von Schoemann. (Gießerei-Z. 1. Dez. 05 S. 781/84) Vortrag über die Vorgänge im Kuppelofen, insbesondere über das Verhalten der verschiedenen Beimengungen des Eisens.

Heizung und Lüftung.

Dampfheizungs- und Warmwasserversorgungsanlagen im neuen Kurhotel des Gurnigel-Bades. Von Greiner. (Gesundhtsing. 30. Nov. 05 S. 533/35*) Die Leistung der Anlage beträgt 657000 WE für Heizzwecke; die Dampfspannung wird von 6,5 at im Kessel auf 3 at in den Leitungen erniedrigt. Zur Warmwasserversorgung dient ein besonderer Kessel.

Hochbau.

Reinforced concrete building for the Park Square Motor Mart, Boston. Von Brazer. (Eng. Rec. 18. Nov. 05 S. 573/74*) Das dargestellte dreistöckige Gebäude, das hauptsächlich als Schuppen für Motorwagen dienen soll, bedeckt rd. 4400 qm. Angaben über die Belastung und die Abmessungen der Decken.

Structural details in a Maiden Lane building. (Eng. Rec. 18. Nov. 05 S. 582/84*) Das Gebäude, dessen Konstruktionseinzelheiten dargestellt sind, hat 11 Stockwerke.

Landwirtschaftliche Maschinen.

American threshing machines and traction engines. IV. (Engineer 1. Dez. 05 S. 534/36*) Dreschmaschinen und Dampfstraßenlokomotiven von Gaar, Scott & Co. in Richmond, Ind.

Maschinenteile.

Calcul d'un cable d'extraction. Von Rodde. (Bull. Soc. Ind. min. 05 Bd. 4 S. 919/72*) Eingehende Abhandlung über die Berechnung von runden und flachen Förderseilen bei verschiedenen Beanspruchungen.

Materialkunde.

Materialprüfung und moderne Materialprüfungsmaschinen. Forts. (Gießerei Z. 1. Dez. 05 S. 777/81*) Prüfmaschinen von Werder, Martens und Brinck & Hübner.

Note sur la trempe de l'acier. Von Grenet. (Bull. Soc. Ind. min. 05 Bd. 4 S. 973/99*) Metallurgische Untersuchungen über das Härten verschiedener Stahlsorten.

Iron-nickel-manganese-carbon alloys. Von Carpenter, Hadfield und Longmuir. Forts. (Engng. 1. Dez. 05 S. 745/50*) S. Zeitschriftenschau v. 9. Dez. 05. Forts. folgt.

Mica and the mica industry. Von Colles. Forts. (Journ. Franklin Inst. Nov. 05 S. 327/68*) Geologie und Geschichte. Der Bergbau auf Glimmer und das Vermahlen. Schluß folgt.

Mechanik.

Bestimmung der Trägheitsmomente von Umdrehungskörpern. Von Wellisch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 24. Nov. 05 S. 642/48*)

Wärmemechanik. Von Cario. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 29. Nov. 05 S. 460/62*) Wärmediagramm für verschiedene Kreisprozesse. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

A new Swiss dynamometer. Von Guarini. (Am. Mach. 2. Dez. 05 S. 659/60*) Bei dem von Joh. Jacob Rieter & Co. in Winterthur gebauten Gerät, das für 12 PS bemessen ist, wird der Zahndruck eines Rädervorgeleges zum Messen der übertragenen Leistung benutzt.

Ueber die Temperatur der Indikatorfeder. Von Eberle. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Nov. 05 S. 218/20*) Bei den mitgeteilten Versuchen wurden Indikatoren mit innen und außen liegenden Federn verwendet. Die Federtemperatur wurde mit Thermoelementen gemessen.

Strommesser für hohe Stromstärken. Von Nesper. (Elektrot. Z. 30. Nov. 05 S 1097/98*) Die Wirkung des Strommessers beruht auf dem Antrieb, den ein geeignet angeordnetes Stück Eisen, ein Magnet oder eine Spule durch die Kraftlinien erfährt, die sich um einen von Strom durchflossenen Leiter ausbilden.

The measurement of high-frequency currents and electric waves. (Engng. 1. Dez. 05 S. 735/38*) Wiedergabe eines Vortrages von Fleming über elektrostatische Meßverfahren.

The Féry radiation pyrometer. (Am. Mach. 2. Dez. 05 S. 668/69*) Das Gerät enthält einen großen Hohlspiegel, in dessen Brennpunkt ein Thermoelement angeordnet ist. Die Erwärmung des Elementes durch die in das Gerät fallenden Strahlen bildet ein Maß für die Temperatur der Wärmequelle.

Metallbearbeitung.

Boring and drilling machines. Forts. (Engineer 1. Dez. 05 S. 537/40*) S. Zeitschriftenschau v. 9. Dez. 05.

Six-spindle special driller. (Am. Mach. 2. Dez. 05 S. 664/65*) Die dargestellte Bohrmaschine der Garwin Machine Co. in New York hat 6 wagerechte, strahlenförmig um das in der Mitte eingespannte Werkstück gelagerte Spindeln.

Metallhüttenwesen.

Notizen von einer metallurgischen Studienreise durch die Vereinigten Staaten von Nordamerika. Von Pufahl. (Z. Berg-Hütten Sal.-Wes 3. Heft 05 S. 400/53) Der Verfasser schildert die Eindrücke, die er während eines 11 wöchigen Aufenthaltes in den Vereinigten Staaten beim Besuche von zahlreichen Metallhütten gesammelt hat.

Zur Elektrometallurgie des Zinks. Von Peters. (Glückauf 2. Dez. 05 S. 1496/1502*) Aeltere Verfahren. Gewinnung der Laugen. Laugenumlauf. Andere mechanische Mittel zum Erzielen guter Zinkniederschläge. Zink als Amalgan. Die technische Ausführung des Hoepfnerschen Verfahrens. Elektrolyse. Forts. folgt.

Motorwagen und Fahrräder.

The Olympia motor-car show. Schluß. (Engng. 1. Dez. 05 S. 741/43*) Wagengestell für einen 14 pferdigen Motor und Angaben über schwerere Wagen und Bootmotoren von Thornycroft. 18-, 15-

und 32pferdige Wagen der Wolseley Motor Car Co. Der Spyker-Wagen des British Automobile Commercial Syndicate. Dampfwagen von Serpollet und der White Steam Car Co. Ausstellungen verschiedener außerenglischer Firmen.

Ein neuer Röhrenkühler. Von Sternberg. (Motorw. 30. Nov. 05 S. 814/16*) Bei dem Kühler von Gerhardt bestehen die Kühlelemente aus einem äußeren Rohr, das schraubenlinienförmig gerillt ist, und einem inneren, das sich an die Rillen so anlegt, daß der gewundene Kanal zwischen den beiden Rohren für den Kreislauf des Wassers verwendet werden kann.

Pumpen und Gebläse.

Eine neue Rotationsölpumpe für große Fördermenge und hohes Vakuum der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin. Von Fischer. (Dingler 2. Dez. 05 S. 763/66*) Vergleichende Versuche an einer Doppelpumpe mit je 2 Steuerschiebern und einer Geryk-Pumpe. S. a. Z. 1905 S. 1040.

Pumpmaschine mit Sauggasmotor für das Wasserwerk Posen. Von Deutsch. (Journ. Gasb.-Wasserv. 2. Dez. 05 S. 1066/69*) Zwei doppeltwirkende Pumpen von Weise & Monski für 10 cbm/min Leistung bei 10 m Förderhöhe sind mit einem 250pferdigen Deutzer Gasmotor gekuppelt.

Beiträge zur Ventilatorenfrage. Von Baum. (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 3. Heft 05 S. 454/502*) Eingehender Bericht über die neueren Ventilatorbauarten und über die Antriebvorrichtungen.

Schiffs- und Seewesen.

The determination of the principal dimensions of the steam turbine with special reference to marine work. Von Speakman. Schluß. (Engineer 1. Dez. 05 S. 551/52*) Anordnung und Abmessungen der Rückwärts-Turbinen. Besprechung der Mittel, um einen günstigen Dampfverbrauch zu erzielen.

Die Parsons-Turbine als Schiffsmotor. Von Küppers. (Riga Ind. Z. 30. Okt. 05 S. 257/62*) Uebersicht über die bisher gebauten Turbinenschiffe für Handels- und Kriegsmarinen.

Triple-screw turbine-driven Cunard Liner »Carmania«. (Engng. 1. Dez. 05 S. 715/26* mit 3 Taf.) Eingehende Darstellung des 198 m langen, 21,95 m breiten Schnelldampfers von 30900 t Wasserverdrängung und 10 m Tiefgang, der bei den Probefahrten rd. 20 Knoten Geschwindigkeit erzielt hat. Vergleich mit dem Schnelldampfer »Caronia«.

Seil- und Ketttenbahnen.

Entleerungsvorrichtung für Hängebahnwagen, Bauart Illig. (Journ. Gasb.-Wasserv. 2. Dez. 05 S. 1078/75*) An der Laufkatze der Wagen ist ein Zahnrad angebracht, das an der Entladestelle in eine kurze Zahnstange eingreift. Ein mit dem Zahnrad in Verbindung stehender Hebel löst dann eine Klinke am Wagen aus, wonach dieser kippt.

Straßenbahnen.

Les tramways électriques de Philadelphie. Von Ayné. (Génie civ. 25. Nov. 05 S. 49/55*) Allgemeine Verkehrsverhältnisse. Einzelheiten der insgesamt 877 km langen Straßenbahnen. Oberbau. Kraftwerke und Unterstationen. Wagen. Fahrpreise. Betrieb. Hülfseinrichtungen.

Wasserversorgung.

Die Wasserversorgungsanlage auf Bahnhof Speldorf. Von Lamm. (Glaser 1. Dez. 05 S. 201/04*) Darstellung der Pumpe und der Schaltungsanordnung. Ergebnisse der Abnahmeversuche.

La dérivation des sources du Loing et du Lunain. Von Bechmann und Babinet. (Ann. Ponts. Chauss. 3. Band 05 S. 5/164* mit 10 Taf.) Durch den Anschluß der beiden Quellen an die Pariser Wasserleitung wird die Wasserversorgung der Stadt um 180000 cbm täglich vermehrt. Eingehende Beschreibung der bei der Anlage der Zuleitung ausgeführten Arbeiten.

Sheet steel piles in reservoir construction. (Eng. Rec. 18. Nov. 05 S. 571/72*) Beim Bau eines Wasserbehälters von 3,3 Mill cbm Inhalt für die Wasserwerke der Hartford Water Co. bei New Milford ist ein eiserner Kofferdamm verwendet worden.

Rundschau.

Wir haben bereits über die Eröffnung der den **Mississippi-Fluſs bei Thebes,** Ill., überspannenden großen zweigleisigen **Eisenbahnbrücke** berichtet[1]). Interessant war der Vorgang beim Aufbau der Eisenkonstruktion, die insgesamt 13477 t wiegt[2]). Die Brücke, Fig. 1, mit einem Kostenaufwand von 2800000 $ hergestellt, ist zu beiden Seiten der Mitte ungefähr symmetrisch. Die Hauptträger stehen 9,75 m auseinander. Bei dem Aufbau galt es, sehr große und starre Stücke mit großer Genauigkeit aneinanderzupassen. Bis auf die mittlere Oeffnung von 204 m Spannweite wurden die übrigen Ueberbrückungen auf hölzernen Gerüsten mit Hülfe eines hölzernen Laufkranes aufgebaut. Die Anordnung der Gerüste geht aus der Uebersicht in Fig. 1, die Konstruktionseinzelheiten aus Fig. 2 und 3 hervor. Die Wassertiefe in dem für die Gerüste in Frage kommenden Teil des Flusses betrug an der tiefsten Stelle ungefähr 10,6 m. Die als Grundlage der Gerüste dienenden Pfähle wurden im allgemeinen rd. 2,5 m tief eingerammt, bis auf einzelne Stellen, wo Aushöhlungen im Flußbett vorhanden waren und man mit dem Einrammen bis 9 m tief gehen mußte. Die Pfähle hatten unten etwa 25 cm Dmr. und je nach der Rammtiefe 14 bis 26 m Länge. Zum Zusammenbau der Eisenteile waren auf beiden Seiten des Ufers umfangreiche Werkstätten angelegt, die besondere Vorrichtungen zum Heben und Befördern der schweren Träger enthielten. Das Material selbst wurde den Werkstätten auf dem Schienenweg unter Benutzung besonders großer Eisenbahnwagen zugeführt. Mit dem Bau der Brücke begann man gleichzeitig von beiden Uferseiten. Der Mittelbogen, unter dem, um die Schiffahrt nicht zu hindern, keine Gerüste eingebaut werden konnten, wurde aus sich selbst heraus gebaut. Hierbei verwandte man

Fig. 1.

Missouri — 158,04 — 158,85 — 174,04 — 158,85 — 158,04 — Illinois

Fig. 2 und 3.

12,0 — 29,81 — 0,30x0,30 — 0,10x0,25 — 0,25x0,30 — 0,25x0,30 — 0,10x0,25

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 146.
[2]) The Engineering Record 16. Sept. 1905 S. 330.

Fig. 4.

Fig. 5 und 6.

zwei hölzerne Traggerüste, die auf die bereits fertiggestellten Obergurte aufgesetzt und auf eichenen Schuhen verschoben wurden; s. Fig. 4. An den landseitigen Enden dieser Traggerüste, Fig. 5 und 6, war durch übergelegte Balken eine Plattform gebildet, die beim Herablassen schwerer Eisenteile auf der andern Seite mit Gegengewichten belastet wurde.

Die Winden zum Heben der Träger standen auf der bereits fertiggestellten Fahrbahn der Brücke, während die Lastseile von hier aus über die höchste Erhebung der Traggerüste geführt wurden. Da man befürchten mußte, daß infolge der vergrößerten Belastung, welche die Gerüste zusammen mit den Eisenteilen verursachten, die halbfertige Konstruktion der Brücke leiden könnte, wurden die hierbei besonders beanspruchten Träger vorübergehend durch hölzerne Balken verstärkt.

Die Trägerverbände waren soweit als möglich bereits an Land vernietet worden; die übrigen Verbindungen wurden beim Aufbau teils durch Schraubbolzen, teils durch Druckluft- oder Handnietung hergestellt.

Außer den bereits erwähnten Hülfsvorrichtungen wurden zum Bau der Brücke eine Lokomotive, ein Schleppprahm, ein Dampfer, zwei Fähren zum Befördern der Eisenbahnwagen, zwei vollständige Druckluftanlagen, ein 10 t-Kran und eine kleine Dampfwinde verwendet.

Der rheinisch-westfälische Industriebezirk, diese erste und gewaltigste Stelle unserer heimischen Industrie, hat auch in bezug auf die moderne Organisation unserer wirtschaftlichen Kräfte hervorragende Bedeutung gewonnen. Hier sind auf dem Gebiete der Gewinnung und Verarbeitung von Kohle und Eisen zahlreiche und wichtige Kartelle und Syndikate entstanden, die für andere Industriezweige vorbildlich geworden sind. Großes wirtschaftliches Interesse darf auch ein neueres dortiges Unternehmen beanspruchen, dem die Kölnische Zeitung vom 29. November die hier wiedergegebene Betrachtung widmet: das **Rheinisch-westfälische Elektrizitätswerk in Essen.** Dieses rasch zu bedeutendem Umfang herangewachsene Werk[1]) hat, zunächst auf sein Essener Kraftwerk gestützt, schon mit einer großen Anzahl industrieller Unternehmungen Elektrizitätslieferverträge auf der Grundlage der Gegenseitigkeit abgeschlossen, so z. B. mit der Gewerkschaft Deutscher Kaiser, der Firma Thyssen & Co., der Aktiengesellschaft Fried. Krupp, dem Mülheimer Bergwerksverein, der Friedrich Wilhelms-Hütte, der Gelsenkirchener und der Harpener Bergbaugesellschaft, der Bergwerksgesellschaft Nordstern, dem Essener Bergwerksverein König Wilhelm, der Deutsch-luxemburgischen Bergwerks- und Hüttenaktiengesellschaft, dem Bochumer Verein für Bergbau und Gußstahlfabrikation und vielen andern. Das Wesen dieser Verträge besteht darin, daß die industriellen Gesellschaften elektrischen Strom von dem genannten Elektrizitätswerk beziehen und diesem wieder die bei ihnen überschüssige Elektrizität zuführen. Die industriellen Werke haben daraus den Vorteil, daß sie die beträchtlichen Kosten der Anlage, der Verzinsung und Tilgung von Reserveanlagen ersparen, da sie an dem Rheinisch-westfälischen Elektrizitätswerk einen stetigen, nie versagenden Rückhalt haben, und dieses wieder gelangt zu einer außerordentlich weitgehenden gleichmäßigen Ausnutzung seiner Maschinenanlagen. Die Bergwerke stellen beispielsweise ihre Hauptansprüche an den Bezug elektrischer Kraft in den Stunden von 6 Uhr vormittags bis 2 Uhr mittags, für Beleuchtungszwecke kommen hauptsächlich die Stunden von $3^1/_2$ Uhr nachmittags bis 8 Uhr in Betracht. Infolge des Anschlusses zahlreicher industrieller Betriebe, beispielsweise der Pumpen von Wasserhaltungsanlagen, wird die Elektrizitätsabgabe auch in denjenigen Tagesstunden fortgesetzt, wo diese

---

[1]) s. Z. 1903 S. 884; 1905 S. 635.

Ansprüche wegfallen, so daß die Elektrizitätslieferung gleichmäßig verteilt und die höchste Ausnutzung der Maschinen bei der Elektrizitätserzeugung erzielt wird. Das Rheinisch-westfälische Elektrizitätswerk hat auf diese Weise erreicht, daß seine Selbstkosten außerordentlich gesunken sind, so daß es elektrischen Strom billiger als jedes andere Werk des Bezirkes abgeben kann. So stellt sich beispielsweise der Preis für die Kilowattstunde bei der Abgabe an Großbetriebe auf 6 Pfg, worauf unter gewissen Voraussetzungen noch Rabatte gegeben werden, und man hofft mit Bestimmtheit, auf noch niedrigere Sätze zu gelangen.[1]) Die Gesellschaft ist aber hierbei nicht stehen geblieben, sondern dazu übergegangen, auch mit einer ganzen Anzahl von Gemeinden Stromlieferverträge abzuschließen. Der Vorteil für die Gemeinden gegenüber unmittelbar nebeneinander arbeitenden kommunalen Werken liegt auf der Hand. Auch staatliche Betriebe beziehen bereits Strom von der Essener Gesellschaft; so hat beispielsweise die Eisenbahndirektion Essen einen Vertrag mit ihr abgeschlossen, während der Hafen in Ruhrort ebenfalls von ihr mit elektrischem Strom versorgt wird. (Ueber eine ähnliche Interessengemeinschaft der Stadt Krefeld mit der Eisenbahn, dem Hafen und einer Zeche haben wir in Z. 1905 S. 1806 berichtet.)

Im Verfolg ihres Planes, den Industriebezirk von einigen wenigen Zentralen aus einheitlich mit elektrischem Strom zu versorgen, betreibt die Gesellschaft neben dem Ausbau ihres Essener Werkes die Errichtung eines großen neuen Kraftwerkes auf der Zeche Wiendahlsbank und die Angliederung der im Bezirk vorhandenen Elektrizitätswerke. Da die zweckmäßige einheitliche Verteilung und Verbilligung der elektrischen Kraft für die Daseinsbedingungen der Bevölkerung des ganzen Industriebezirkes von großer Wichtigkeit ist, hat das Vorgehen der Essener Gesellschaft in der Tat eine hohe allgemeine volkswirtschaftliche Bedeutung.

Ein eigenartiger **Wehrbau** ist im Monat Oktober in der Nähe der Niagarafälle ausgeführt worden. Es handelte sich um die Herstellung eines unterirdischen Wehres am Einlaß des Kraftwerkes der Niagara Falls Park and River Railway, um den Wasserstand im Vorbecken ein wenig zu erhöhen. Zu dem Zweck wurde am Ufer auf einem hölzernen Unterbau ein Turm aus aufeinander gesetzten Betonblöcken errichtet, der alsdann durch einseitiges Anheben des Unterbaues mittels Schraubenwinden zum Sturz nach der Wasserseite hin gebracht wurde. Der Erfolg hat den Erwartungen entsprochen, indem der Wasserspiegel um etwa 0,26 m erhöht worden ist.

Am 16. v. Mts. hat auf der Strecke München-Salzburg die Hauptprobefahrt einer neuen $^3/_5$-**gekuppelten Personenzuglokomotive der bayerischen Staatseisenbahnen** stattgefunden und sehr befriedigende Ergebnisse geliefert. Diese neuen Lokomotiven sind dazu bestimmt, schwere Personenzüge von 350 t Gewicht mit 80 km/st Geschwindigkeit zu befördern und damit den Vorspanndienst zu beseitigen; daneben vermögen sie auch Schnellgüterzüge von 550 t Gewicht mit 60 km und Schnellzüge von 250 t mit 90 km zu fahren. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 22. November)

Die **Eisenbahn von Schanghai nach Nanking**, deren Gesamtlänge etwa 320 km betragen wird, soll mit ihrer ersten Strecke noch vor Schluß des Jahres in Betrieb genommen werden. Der Bau ist der zahlreichen zu überschreitenden Wasserläufe wegen nicht einfach und wird weiter durch die vielen Gräber behindert, auf die ja in China bekanntlich große Rücksicht genommen wird. Da die Bahn sehr dicht bevölkerte Gebiete mit lebhafter Industrie und starkem Ackerbau durchschneidet, erhofft man von ihr sehr bedeutende wirtschaftliche Ergebnisse. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 25. November)

In der nebenstehenden **Figur** ist die Streckenführung der **zweiten transkontinentalen Eisenbahn durch Canada**, der Grand Trunk Pacific Ry., gegeben, mit deren Bau man im Sommer dieses Jahres begonnen hat. Die Bahn wird rd. 5800 km lang, wovon 1600 km bereits teilweise fertiggestellt sind, während der übrige Teil bis spätestens 1911 betriebsfertig sein soll. Die Strecke weist viele Kunstbauten auf, so die große Auslegerbrücke über den Lorenz-Strom[2]) und zahlreiche größere Tunnel in der westlichen Gebirgsgegend. (Engineer 24. November 1905)

Als eine der stärksten Maschinen ihrer Art ist eine **2000 KW-Gleichstrom-Turbodynamo** zu erwähnen, die von der General Electric Co. für die Boston Elevated Ry. zur unmittelbaren Speisung der Stromschienen gebaut wird. Die größte Schwierigkeit bei der Konstruktion derartig raschlaufender Gleichstrommaschinen — 750 Uml./min — liegt insbesondere in der Ausgestaltung des Kollektors unter Berücksichtigung der außerordentlich hohen Fliehkräfte.

Nach Berichten aus Philadelphia will die Pennsylvania-Eisenbahn eine größere Anzahl **Personenwagen aus Eisen** einstellen. Die guten Erfahrungen, die man mit der Verwendung eiserner Personenwagen auf der Long Island-Eisenbahn gemacht hat, ganz abgesehen von der Benutzung solcher Wagen auf der New Yorker Untergrundbahn und andern unterirdischen Linien, sollen für diesen Entschluß entscheidend gewesen sein. Güterwagen ganz aus Eisen sind bekanntlich, insbesondere in Amerika, schon in großem Umfang in Betrieb. Ihr Wert hat sich vornehmlich auch bei Unfällen gezeigt, wobei diese Wagen wesentlich weniger beschädigt worden sind, als das bei hölzernen Wagen häufig der Fall ist. Einen Beweis für die steigende Verwendung eiserner Wagen liefern Angaben der Zeitschrift »The Iron Age«, wonach u. a. die Pennsylvania-Eisenbahn gegen Ende Oktober 20000 Güterwagen aus Stahl in Bestellung gegeben hat.

Die Hamburg-Amerika-Linie gibt bekannt, daß sie die von dem Geheimen Rat M. v. Brandt, dem früheren kaiserlichen Gesandten in China, verfaßte Schrift über den **Stand und die Aufgaben der deutschen Industrie in Ostasien** in einer größeren Anzahl von Exemplaren erworben habe, um sie Interessenten auf Wunsch kostenlos zuzustellen. Die Schrift wird durch das Literarische Bureau der Hamburg-Amerika-Linie in Hamburg versendet.

---

[1]) Zu bemerken ist, daß die Gesellschaft ihren Ueberschuß für das Geschäftsjahr 1904/05 zu Abschreibungen verwendet, dagegen eine Dividende nicht zur Verteilung gebracht hat.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 667, 1840.

Siebente Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft am 23. und 24. November 1905.

(Schluß von S. 2004)

Der nächste Vortragende, Dr. R. Wagner, Stettin, berichtete über Versuche mit Schiffschrauben und deren praktische Ergebnisse. Die Versuche sind auf der Werft der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan vor rd. 2 Jahren ausgeführt worden. Der Redner geht davon aus, daß über die Schiffschraube und die damit zusammenhängenden Vorgänge vielfach noch sehr widersprechende Ansichten bestehen. Eine Klärung dieser Fragen wird sich erst erzielen lassen, sobald wir eine genaue Kenntnis der Strömungserscheinungen im Bereich der Schraube und des Einflusses der verschiedenen Konstruktionselemente auf den Wirkungsgrad der Schraube haben. Auf Grund von Probefahrten allein wird sich diese Kenntnis nicht erlangen lassen, da die Probefahrten natürlich immer nur ein Gesamtbild des betreffenden Falles ergeben. Die Frage muß vielmehr an Hand systematischer Versuche gelöst werden, ähnlich denen, über die bei der vorjährigen Haupt-

versammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft Professor Dr. Ahlborn berichtet hat [1]). Besonders wünschenswert sind solche Versuche in bezug auf die mit verhältnismäßig hohen Umdrehungszahlen laufenden Propeller von Dampfturbinenschiffen. Vor allem ist darauf hinzuweisen, daß man, um zutreffende Schlüsse auf die wirklichen Verhältnisse ziehen zu können, alle Versuche in möglichst großem Maßstab und unter Umständen ausführen muß, die der Wirklichkeit tunlichst angenähert sind.

Auf Anregung des Konsuls Schlick in Hamburg hatte sich die Direktion der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan seinerzeit entschlossen, Versuche mit Schiffsschrauben zu unternehmen, die an einem elektrisch angetriebenen Modellboot von rd. 10 m Länge angebracht waren. Dabei ließen sich zwar möglichst fehlerfreie Vergleiche mit verschiedenen Schiffsschrauben durchführen und der absolute Wirkungsgrad einer Schraube genau bestimmen; dagegen ist eine qualitative Beobachtung des Propellers und eine eingehende Untersuchung der Strömungserscheinungen usw. in seiner Umgebung damit kaum möglich. Die bei diesen Versuchen zur Verfügung stehende Kraft erlaubte außerdem nicht, sich näher mit dem so interessanten und praktisch wichtigen Gebiet der hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu beschäftigen. Die Direktion des Vulcan hat daher dem Vorschlage des Redners zugestimmt, als Ergänzung der Bootversuche Versuche in einem Behälter auszuführen. Der Behälter hatte die Gestalt einer Rinne, die wie ein Kettenglied geformt ist; hierin wurde ein Wasserstrom von bestimmter Geschwindigkeit erzeugt, in welchem sich eine Schraube bewegte, deren Welle durch die Außenwand der Rinne durchgeführt war. Die Versuche hatten vor allem den Zweck, den Geschwindigkeitsverlauf des Wassers im Bereich der Schraube näher zu untersuchen, um daraus Unterlagen für die Konstruktion neuer und die Beurteilung vorhandener Schiffsschrauben zu gewinnen. Ein greifbarer Erfolg der Versuche wurde bald bei den neuen Schrauben des Schnelldampfers »Kaiser Wilhelm II.« erzielt, mit denen das Schiff eine mittlere Geschwindigkeit (aus 14 Reisen) von 22,79 Seemeilen erreichte, während das Mittel aus 26 Reisen mit den alten Schrauben nur 22 Seemeilen betragen hatte.

Zur Erzeugung des Wasserumlaufes im Versuchsbehälter war ursprünglich beabsichtigt, eine besondere Hülfschraube auf der der Versuchschraube gegenüber liegenden Seite des Behälters anzubringen, um die letztere mit beliebigem Slip untersuchen zu können. Zur Vereinfachung der infolge der umständlichen Geschwindigkeitsmessungen schon sehr zeitraubenden Versuche sah man jedoch von dem Einbau der Hülfschraube zunächst ab und benutzte die Versuchschraube selbst zur Erzeugung der Wasserströmung. Zu diesem Zwecke wurde die Schraubenwelle mittels Riemenübersetzung von einer Dampfmaschine bewegt, die für gewöhnlich zum Antrieb einer im Kraftwerk des Vulcan aufgestellten Dynamo diente. Durch Umlegen des Riemenvorgeleges und Veränderung der Umlaufzahl der Dampfmaschine ließ sich die Umlaufzahl der Schraube zwischen rd. 500 und 1800 i. d. Min., entsprechend einer höchsten Umfangsgeschwindigkeit der Schraube von 40 m/sk, abstufen. Zur Messung des Drehmomentes wurde ein Blattfeder-Dynamometer, zur Messung des Schubes ein hydraulischer Indikator zwischen Propeller und Antriebwelle, zur Bestimmung der Wassergeschwindigkeit ein Woltmannscher Flügel benutzt. Dabei ergab sich die axiale Komponente als das arithmetische Mittel der Angaben eines Rechts- und Linksflügels von genau gleicher Steigung, während die tangentiale Komponente nach einem besondern Rechnungsverfahren aus der Differenz der beiden Angaben ermittelt wurde. Die radiale Komponente ließ sich mittelbar aus Beobachtungen des Schraubenstrahles feststellen. Zur Untersuchung der Kavitationserscheinungen wurden ferner photographische Aufnahmen mittels einer mit dem Propeller gleich schnell rotierenden Blende gemacht. Zur Abänderung der Tauchtiefe bezw. Druckhöhe über der Schraube war der geschlossen ausgeführte Versuchsbehälter mit einem weiten Standrohr versehen.

Die Untersuchungen wurden zunächst auf solche Fragen beschränkt, für deren Klärung ein dringendes praktisches Bedürfnis vorlag, und aus denen sich sofort Fingerzeige für die Konstruktion der Propeller ableiten ließen. Die Hauptaufgabe bezog sich daher auf die Untersuchung der Wasserströmungen im Bereiche der Schiffschraube zwecks Feststellung des günstigsten Steigungsverlaufes zur Vermeidung von Kavitationserscheinungen und auf die günstigste Form des Flügelblattes; ferner wurde der Reibungsverlust mittels rotierender Scheiben, der Formwiderstand mit verschiedenen Propellern von der Steigung null und verschiedenen Flügelquerschnitten ermittelt. Weitere Versuche erstreckten sich auf den Vergleich verschiedener Schiffsschrauben in bezug auf die günstigsten Verhältnisse von $\frac{\text{Flügelfläche}}{\text{Kreisfläche}}$ und $\frac{\text{Durchmesser}}{\text{Steigung}}$ sowie auf die Ermittlung des größten zulässigen Schubes auf 1 qcm Flügelfläche.

Bei der Untersuchung des Strömungsverlaufes stellte sich heraus, daß der letztere in der Vertikal- und Horizontalebene fast genau der gleiche war; für Vergleichszwecke genügte es daher, wenn das genau bestimmte Geschwindigkeitsbild in der senkrechten Ebene allein zugrunde gelegt wurde. Aus den vom Redner vorgeführten Schaulinien läßt sich ersehen, daß der Verlauf der Axialkomponenten bei verschiedenen Schrauben und verschiedenen Umdrehungszahlen für einen bestimmten Abstand des Meßflügels von der Propellerebene im wesentlichen stets derselbe war. Bis zur Hälfte des Schraubendurchmessers ergab sich eine annähernd konstante Größe, die darüber hinaus rasch nach außen hin abfällt. Bei einigen Schrauben lassen die aus den Versuchen ermittelten Schaulinien eine Einbeulung in der Mitte erkennen, die auf starke Rotationsbewegungen im Innern des Schraubenstrahles zurückgeführt wird. In der Nähe der Nabe wird diese mittlere Einbeulung durch den hemmenden Einfluß der Nabe verstärkt. Der starke Geschwindigkeitsabfall nach außen bedeutet einen sehr großen axialen Slip an den Flügelspitzen. Infolgedessen trat auch schon bei verhältnismäßig niedriger Umdrehungszahl Kavitation auf, verbunden mit einer nur noch geringen Zunahme des Propellerschubes bei steigender Umdrehungszahl. Der eigentümliche Charakter des axialen Geschwindigkeitsbildes ist in der Natur des die Schraube umgebenden Ringwirbels sowie in dem bremsenden Einfluß der äußeren Wassermassen begründet; bei den Versuchen war allerdings der äußere Abfall besonders stark ausgeprägt, und zwar einerseits infolge des Umstandes, daß die Versuchschraube zugleich Bewegungsorgan für den Wasserumlauf war, anderseits durch den hemmenden Einfluß der Wände. Von der Ueberlegung ausgehend, daß beim Schiff das Zurückbleiben des Wassers an den äußeren Teilen des Flügels wohl geringer ist, daß aber wegen der Aehnlichkeit der hydrodynamischen Vorgänge das Geschwindigkeitsbild ähnliche Eigenschaften aufweist, konnte man aus den beobachteten Tatsachen leicht die Folgerung ziehen, daß zur Erzielung möglichst großer Wirtschaftlichkeit die Steigung der Flügel dem wirklichen Geschwindigkeitsbild angepaßt, also bis zu $^1/_3$ bis $^2/_3$ R konstant und von da nach außen hin abnehmend sein muß, besonders bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten. Schrauben mit abfallender Steigung werden schon häufig ausgeführt, aber meistens mit anderer Steigungslinie, z. B. hyperbolischer. Aus den vorgeführten Schaulinien geht indes hervor, daß jeder andere Steigungsverlauf als der angedeutete unrichtig ist, weil er den wirklichen Verhältnissen nicht angepaßt ist. Der Vergleich einer Schraube mit veränderlicher Steigung ergab tatsächlich einen rd. 4 vH höheren relativen Wirkungsgrad als bei einer Schraube mit gleichbleibender Steigung.

Die neuen Schrauben des Schnelldampfers »Kaiser Wilhelm II« sind, abgesehen von einer Vergrößerung der Flügelfläche um rd. 29 vH, nach den gekennzeichneten Gesichtspunkten ausgeführt. Es wäre jedenfalls sehr zweifelhaft gewesen, ob eine derartige Vergrößerung der Schnelligkeit um rd. 0,8 Seemeilen bei der fast gleichen Leistung sich hätte erreichen lassen, wenn man die Steigung der Flügel nicht nach außen abfallend ausgeführt hätte. Gerade die äußeren Teile der Schraube erfordern, weil sie nach den bisherigen Ausführungen am stärksten belastet sind, das größte Drehmoment und beeinflussen die Umdrehungszahl und den Wirkungsgrad. Ein Sinken des Wirkungsgrades wäre aber bei einer Schraube von gleichbleibender Steigung trotz der größeren Fläche unvermeidlich gewesen, weil die kritische Umdrehungszahl, d. h. die Kavitationsgrenze, schon überschritten worden wäre.

Der Vortragende hat aus verschiedenen Messungen für eine Schraube ein Drahtmodell der Wasserfäden zusammengestellt, welches die Zusammenziehung und die Verdrehung des Schraubenstrahles veranschaulicht. Bei der Aufstellung der verschiedenen Schraubentheorien werden nun gewöhnlich die Voraussetzungen gemacht, daß das Wasser axial zuströme, daß sich die Wasserteilchen beim Durchströmen auf denselben Zylinderschnitten weiterbewegen, daß das Wasser beim Ein- und Austritt bei verschiedenem Durchmesser dieselbe axiale Geschwindigkeit hat, und schließlich, daß das Wasser die Schraube in einer zur Welle und zum Flügelblatt parallelen Richtung verläßt. Aus dem Modell der Wasserfäden und den verschiedenen Schaulinien der axialen und tangentialen Geschwindigkeit läßt sich jedoch erkennen, daß alle diese Voraussetzungen in Wirklichkeit mehr oder weniger unzutreffend sind und dementsprechend auch die betreffenden Theorien keine sicheren Werte ergeben können. Auch die

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1824.

Erfahrungskoeffizienten, die in die verschiedenen Formeln ein geführt werden, können hierbei nicht viel helfen.

Die Kavitationserscheinungen und die hiermit zusammenhängende kritische Umdrehungszahl wurden hauptsächlich auf photographischem Wege untersucht. Der Wert der abfallenden Steigung des Schraubenflügels geht aus diesen Untersuchungen klar hervor, und es zeigt sich, daß außer an den Flügelspitzen auch noch hinter der Nabe Kavitation entsteht. Dieser Nachteil kann nur durch eine recht lange, schlank verlaufende Nabe aufgehoben werden, wie sie bei den neueren Schrauben für Turbinenschiffe bereits üblich ist.

Die Versuche über Reibung und Formwiderstand zeigten, daß die Form der Flügelquerschnitte von außerordentlicher Bedeutung für das vorteilhafte Arbeiten der Schraube ist, ein Umstand, dem bisher viel zu wenig Beachtung geschenkt wurde. Als wesentliches Ergebnis aus diesen Versuchen geht weiter hervor, daß eine gewöhnliche Schraube mit gerader Druckseite, aber mit gekrümmtem Rücken in Wirklichkeit eine Schraube mit verschiedener Ein- und Austrittsteigung vorstellt und hiermit den Anforderungen des idealen, möglichst dünnen, gekrümmten Flügelblattes entgegenkommt.

Aus den vergleichenden Schubmessungen läßt sich folgern, daß der kritische höchste Druck der Schrauben hauptsächlich von der Tauchtiefe abhängig ist. Hieraus ergibt sich, daß die kleinen Schrauben der Turbinenschiffe etwas günstiger sind als große Schrauben, da hier die Mitten der Wellen und die Flügelspitzen sehr tief liegen, während große Schrauben nur noch wenig Wasser über den Flügelspitzen haben.

Zur Bestimmung der Wirkungsgrade war in Ergänzung der Geschwindigkeits- und Schubmessung noch die Messung des Drehmomentes vorzunehmen. Die hierfür ermittelten Schaulinien haben Aehnlichkeit mit den bei den Schubmessungen erhaltenen, da sie an einer gewissen Stelle einen Wendepunkt aufweisen, von dem ab sie einer oberen Grenze zustreben. Dieser Verlauf ist natürlich, wenn man bedenkt, daß das Drehmoment ebenso wie der Schub nicht bis ins Unendliche wachsen kann, weil vom Beginn der Kavitationserscheinungen an die Dichte des Wassers abnimmt. Irgend eine Schraube ist somit nur imstande, ein ganz bestimmtes größtes Drehmoment aufzunehmen.

Der Vergleich der Wirkungsgrade für verschiedene Schrauben zeigt, daß die radial veränderliche Steigung keinen merklichen Gewinn bringt, solange das Wasser noch homogen bezw. die Umlaufzahl unter der kritischen bleibt. Um so mehr kommt der Vorteil dieser Steigung zur Geltung, je größer die Umfangsgeschwindigkeit ist und je weiter man in das Kavitationsgebiet der betreffenden Schraube mit gleichbleibender Steigung kommt. Hierdurch wird bewiesen, daß man in der Lage ist, den Anforderungen der Dampfturbine entgegenzukommen und durch die gekennzeichnete Form der Flügel den Verlust, der mit der hohen Umfangsgeschwindigkeit verbunden ist, etwas herabzumindern. Ein konstruktiver Vorteil liegt ferner darin, daß infolge der Entlastung der Flügelspitzen der Druckmittelpunkt etwas mehr nach der Wellenmitte rückt und das Biegungsmoment geringer wird. Man kann daher die Flügel dünner ausführen und so an Material sparen.

Aus den vom Redner eingehend an Hand von Schaulinien erläuterten Versuchsergebnissen läßt sich erkennen, daß unter Voraussetzung der richtigen Bemessung des Durchmessers und der Flügelfläche der Wirkungsgrad einer Schraube eigentlich nur noch durch zweckmäßige Flügelschnitte, durch Bearbeitung der Vorder- und Rückseite und durch passende Anordnung des Steigungsverlaufes für hohe Umfangsgeschwindigkeiten etwas verbessert werden kann. Angesichts der wirklichen Nutzeffekte von nur rd. 65 bis höchstens 75 vH, wie sie für ausgeführte Schiffsschrauben verschiedentlich festgestellt worden sind, ist das Ergebnis im Hinblick auf die Wirkungsgrade von 80 bis 82 vH bei modernen, gut gebauten Wasserturbinen nicht gerade als günstig zu bezeichnen. Der Grund, weshalb mit Schiffschrauben noch kein besserer Wirkungsgrad erzielt wurde, liegt in dem als unvermeidlich betrachteten großen Wirbelverlust des austretenden Strahles. So kommen bei den Schrauben von »Kaiser Wilhelm II.« rd. 2100 PS oder rd. 14 vH der Gesamtarbeit auf den Wirbelverlust.

Zum Schluß beschreibt der Vortragende die Anordnung einer Gegenschiffschraube, die zur Verbesserung des Wirkungsgrades der Hauptschraube durch Ausnutzung der im austretenden Strahl verloren gehenden Drehungsenergie dienen soll.

Die behandelten Versuche, bei denen es trotz der verhältnismäßigen Unvollkommenheiten der Einrichtungen doch gelungen ist, einen allgemeinen Einblick in die Wirkungsweise der Schraube zu tun und einige wertvolle Gesichtspunkte für die Konstruktion derselben zu gewinnen, sollen zunächst nur als Beiträge zur Klärung der Schiffschraubenfrage dienen und einen gangbaren, noch sehr verbesserungsfähigen Versuchsweg beschreiben.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch weist Professor Dr. Ahlborn auf den Wert der Untersuchungen des Stromlinienverlaufes auf photographischem Wege hin. Hr. Zeise berichtet über die von ihm konstruierte und bereits auf mehr als 1000 Schiffen verwendete Schraubenform sowie über die vom Großherzog von Oldenburg erfundene Schiffschraube. Dr.-Ing. Föttinger wendet sich gegen die Versuchseinrichtungen des Hrn. Dr. Wagner, insbesondere gegen die Anwendung des Woltmannschen Flügels zur Bestimmung der Wassergeschwindigkeit. Er behauptet, daß die Wasserströmungen in Wirklichkeit ganz anders verlaufen, als der Vortragende aus den Versuchen gefolgert hat, und daß die Kavitationserscheinungen im allgemeinen gar nicht den Einfluß haben, der angenommen wird.

Der Vortragende erwidert, daß ihm wohl bekannt sei, daß der Woltmannsche Flügel kein ideales Instrument für genaue Messungen sei; doch seien die möglichen Abweichungen nicht groß genug, um den Charakter der Kurven wesentlich zu beeinflussen [1]).

Den letzten Vortrag am ersten Versammlungstage hielt Professor Laas über die Messung der Meereswellen und ihre Bedeutung für den Schiffbau [2]).

Der zweite Versammlungstag wurde mit einer geschäftlichen Sitzung eröffnet, in der der Jahresbericht vorgelegt und die aus dem Vorstand ausscheidenden Mitglieder wiedergewählt wurden. Ein vom Vorstand ausgearbeitetes und der Versammlung vorgelegtes Statut über die Verleihung von silbernen und goldenen Denkmünzen seitens der Schiffbautechnischen Gesellschaft wurde angenommen.

Als erster Redner sprach Direktor O. Kroll über Erprobung von Ventilatoren und Versuche über den Luftwiderstand von Panzergrätings. Der Unterschied der Ventilatorbauarten liegt in ihrem Nutzeffekt, dessen Untersuchung daher von besonderm Wert ist. Um ein anschauliches Bild zu erhalten, hat der Vortragende die Nutzeffektkurven im räumlichen Koordinatensystem dargestellt, indem er in der X-Achse die Gegendrücke, in der Y-Achse die Umlaufzahlen und in der senkrechten Z-Achse die Nutzeffekte aufgetragen hat; diese Raumgebilde zeigen die Form von Gebirgszügen mit ausgesprochener Spitze und scharfen Abstürzen und lassen gut erkennen, für welche Fälle sich die verschiedenen Bauarten besonders eignen. Im einzelnen führt der Vortragende den Vergleich für einen Sirocco- und einen Zentrifugalventilator gleicher Leistung durch.

Bei den Versuchen über den Luftwiderstand von Panzergrätings waren zu messen: die Luftgeschwindigkeit, um die in der Zeiteinheit durchströmende Luftmenge zu bestimmen, und der Druckunterschied vor und hinter dem Gräting als Maß für den Widerstand. Das für den ersten Zweck gewöhnlich verwendete Flügelrad-Anemometer ist nach Ansicht des Vortragenden nicht zu gebrauchen, da es erst einige Zeit dem Luftstrom ausgesetzt werden muß, ehe es richtig anzeigt, und außerdem einen ziemlichen Umfang hat, so daß es nur die mittlere Geschwindigkeit in dem von ihm ausgefüllten Querschnitt, nicht aber die Luftgeschwindigkeit an einem bestimmten Punkt mißt. Daher verwendet der Vortragende ein von Prof. Recknagel konstruiertes Instrument, den sogenannten Pneumometerkopf, durch den der Pressungsunterschied vor und hinter einer dem Luftstrom senkrecht entgegengehaltenen kleinen Scheibe und damit unmittelbar die Luftgeschwindigkeit gemessen wird. Den Druck hat der Vortragende in der Weise gemessen, daß er in die Wandungen des Versuchsrohres ein etwa 1,5 mm weites Loch gebohrt, einen mit einem Mikromanometer verbundenen Schlauchstumpf angesetzt und so den Ueber- oder Unterdruck gegenüber dem Versuchsraum bestimmt hat. Diese Art der Druckmessung ist zulässig, sobald in dem betreffenden Kanalquerschnitt vorher eine genügend gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung festgestellt ist.

Die Versuche wurden im geraden Rohr, in Krümmern von 45° und 90° und in einem Rohr mit zwei unmittelbar hintereinander, aber entgegengesetzt angeordneten 45°-Krümmern vor-

[1]) Zur Erhärtung seiner Anschauung, daß die Kavitationserscheinungen einen sehr großen Einfluß üben, hat uns Hr. Dr. Wagner nachträglich mitgeteilt, daß z. B. bei S. M. Kreuzer »Lübeck« für die gleiche Geschwindigkeit von rd. 23 Seemeilen rd. 4000 PS_e mehr nötig waren als beim Schwesterschiff »Hamburg« mit Kolbenmaschinen.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 1889 u. f., wo der Vortrag in erweiterter Form veröffentlicht ist

genommen und erstreckten sich sowohl auf verschiedene Formen von Grätingstäben als auch auf verschiedene Stellungen der Grätings. Es ergab sich eine erhebliche Verminderung des Grätingswiderstandes durch das Aufsetzen von schlanken Keilen auf die Stäbe an der Luftaustrittseite, was darauf schließen läßt, daß diese Keilstücke die hinter den Grätingstäben entstehenden Luftwirbel beseitigen. Bei den Versuchen im Rohr mit 45°-Krümmer und hinter dem Krümmer eingesetzten Grätings ist der Widerstand bei senkrecht zur Krümmerebene eingesetzten Grätings erheblich geringer, als bei solchen parallel zur Krümmerebene. Dies ist auf eine leitschaufelähnliche Wirkung der Grätingstäbe zurückzuführen, die den an der Innenkante des Knierohres entstehenden Luftwirbel abschwächt und bei genügend langen Leitflächen der Grätingstäbe überhaupt nicht zustande kommen läßt. Auf diese Weise ergibt sich bei Grätings mit Keilaufsätzen sogar ein noch geringerer Widerstand als beim freien Rohr. Die Anordnung der Grätings vor dem Krümmer ergibt dagegen erhebliche Widerstände und ist demnach unzweckmäßig. Bei dem 90°-Krümmer wird die günstigste Wirkung erreicht, wenn man die Grätings hinter dem Knie einbaut und unter 45° besondere Leitgrätings einsetzt. Die Versuche im S-Rohr mit zwei hintereinander und entgegengesetzt angeordneten 45°-Krümmern weisen eine erhebliche Steigerung des Widerstandes beim Einbau von Grätings auf, wobei die Form der Grätingstäbe nur von untergeordneter Bedeutung ist. Der Vortragende führt dies darauf zurück, daß im freien Rohr die mittleren Luftfäden ohne große Ablenkung durchgehen und nur die äußeren Fäden durch die S-Form gestört werden. Durch Einsetzen von Grätings aber werden alle Luftfäden, auch die mittleren, gezwungen, einen Schlangenweg zu nehmen. Als Ergebnis seiner Versuche betrachtet es der Vortragende als wichtig, in Krümmern Leitgrätings anzuwenden, und empfiehlt, ihre zweckmäßige Anordnung nach Form und Lage durch weitere Versuche zu ermitteln.

In der Besprechung wird darauf hingewiesen, daß die von dem Vortragenden ermittelten Ersparnisse durch Verringerung des Widerstandes erst bei größeren Luftgeschwindigkeiten Bedeutung erhalten, und daß bei den im allgemeinen üblichen kleineren Luftgeschwindigkeiten bis zu 10 m/sk der Gewinn nicht so groß sei, um die Mehrkosten zu rechtfertigen.

Den zweiten Vortrag an diesem Tage hielt Marine-Oberbaurat Schwartz über die Bekohlung der Kriegsschiffe. Der Redner geht von den Erwägungen aus, die dazu geführt haben, der Bekohlungsfrage größere Beachtung zu schenken, erläutert des näheren die Schwierigkeiten, welche der Lösung der Bekohlungsfrage auf Kriegschiffen entgegenstehen, und gibt zugleich eine Uebersicht über die Mittel, um diesen Schwierigkeiten entgegenzutreten. Er verbreitet sich dann über die rauhe Behandlung der Kohle, wie sie beim Uebernehmen und Verstauen gestürzt und durch die Reibung in den Kohlenschütten weiter zerkleinert wird und vergrust. Auch das Ziehen und Trimmen der Kohlen aus den Bunkern führt zu ganz erheblicher Grusbildung. Natürlich tritt hierdurch ein Verlust an Heizwert ein, der Kesselbetrieb wird beeinträchtigt und die Dampfstrecke der Schiffe herabgesetzt. Bei transatlantischen Schnelldampfern der Handelsmarine liegt die Sache etwas anders, da hier neben der Höchstleistung an Geschwindigkeit auch die finanzielle Frage in den Vordergrund tritt. Daher wird hier auch die Kohle während des Betriebes wesentlich höher als bei Kriegschiffen bewertet, indem man nur beste, unmittelbar von den Kohlenzechen mit der Eisenbahn herangefahrene Stückkohle verwendet. Jede Umladung wird nach Möglichkeit vermieden und die mit Wagen gekippte Kohle sogar ausgeschlossen, da das einmalige Stürzen allein den Wert der Kohle bis zu 8 vH herabsetzt, während das Entladen der Kohle aus Schiffen eine Wertverminderung bis zu 5 vH bedeutet. Die Kohlenbunker sind auf den Schnelldampfern meistens so angeordnet, daß die Kohlen durch Seitenpforten, die sich in nicht zu großer Höhe befinden, eingeschüttet werden, und daß sie während der Fahrt durch besondre Vorrichtungen unter möglichster Schonung aus den Bunkern zu den Kesseln geschafft werden können. Viel ungünstiger liegt die Sache bei Kriegschiffen, wo die Kohlenbunker derart angelegt sind, daß von einer bequemen und schonenden Beförderung der Kohlen zu den Heizräumen keine Rede sein kann. Die Anordnung von Panzerdecks und die große Zahl der wasserdichten Schotte erschweren die Herbeischaffung der Kohle ferner wesentlich. Die Kohlenbunker sind hier meistens so verteilt, daß ihnen die Räume zufallen, die für Gefechtzwecke sonst nicht beansprucht werden, ohne daß weiter auf passende Lage zu den Heizräumen große Rücksicht genommen wird. Der Schiffskonstrukteur läßt es sich hauptsächlich angelegen sein, den Rauminhalt der Bunker groß genug zu machen, daß die vorgeschriebene Kohlenmenge darin aufgenommen werden kann, weiter, daß die Lage der Bunker die wünschenswerte Stabilität des Schiffes gewährleistet, und daß auch beim allmählichen Aufbrauchen der Kohlen das Schiff eine möglichst unveränderte Lage beibehält. Sobald es sich darum handelt, die Kohlenbunker nach den Heizräumen zugänglich zu machen und geeignete Schächte für das Füllen der Bunker von oben anzulegen, treten schon wieder wichtige militärische Gesichtspunkte, wie Geschützaufstellung, Anordnung der Panzerung usw., hindernd in den Weg. Seit Wiedereinführung des Kasemattpanzers auf den Linienschiffen ist die Zufuhr der Kohlen zu den Bunkern weiter erschwert, da die Anbringung von Kohlenpforten in der Bordwand dicht über der Wasserlinie ausgeschlossen ist. Die Kohlen müssen daher bis zum Oberdeck oder zum Aufbaudeck von Land aus oder von den Kohlenschiffen emporgewunden werden, um dann von hier unmittelbar in die 5 bis 6 m hohen Raumbunker gestürzt zu werden. Hierbei müssen allzu große Kohlenstücke zerkleinert werden, um Verstopfungen in den Schütttrichtern zu vermeiden. Wie schwierig das Füllen der Bunker auf vielen Kriegschiffen ist, erläutert der Vortragende an einigen Beispielen.

Die Anordnung der Kohlenbunker in vielen wasserdicht abgeschlossenen Räumen und ihre ungünstige Lage unterhalb des Panzerdecks, meistens in bedeutender Entfernung von den Stellen, wo die Kohlen übergenommen werden, beeinträchtigt aber nicht allein die Beschaffenheit des Brennstoffes, sondern bedingt auch eine große Anzahl von Trimmern, um die an Bord geschafften Kohlen schnell verstauen zu können. Sobald es dann heißt, die Kohlen aus den Bunkern zu den Heizräumen befördern, treten dieselben Schwierigkeiten noch einmal auf. Bei Beginn der Fahrt, wenn aus den Raumbunkern gefeuert wird, ist das Herbeischaffen der Kohlen allerdings meistens noch einfach. Aber sobald man den Kohlenvorrat in den Zwischendeckbunkern oberhalb des Panzerdecks angreifen muß, treten oft sehr bedenkliche Schwierigkeiten auf. Die vorhandenen Trimmer reichen dann nicht mehr aus, und Deckmannschaften müssen in die Bunker befohlen werden.

Diese Klagen über die schlechte oder mangelhafte Kohlenzufuhr an Bord von Kriegschiffen gehen durch alle Kriegsmarinen; und trotzdem handelt es sich hierbei nur um die schwierige Heranschaffung der Kohlen, während noch ganz außer acht gelassen wird, daß bei dieser mühseligen Handarbeit der Zustand der Kohlen leidet. Nach Ansicht des Redners muß man damit rechnen, daß sich der Wert der Kohle bei dieser Beförderung bis zu den Feuern um rd. 20 vH vermindert, d. h. die nach den Probefahrtergebnissen berechnete Dampfstrecke sinkt etwa um ein Fünftel. Es muß daher zunächst versucht werden, den schweren Dienst der Kohlentrimmer und die Wertverminderung der Kohlen beim Stauen und Trimmen durch mechanische Fördermittel zu verbessern. Denn der Grundsatz, der bei den übrigen Hülfsmaschinen auf Kriegschiffen gilt, daß die Besatzungszahl durch sie eingeschränkt wird, muß auch hier Geltung haben. Der Hauptgrund, weshalb man bei der Beförderung von Kohlen auf Kriegschiffen bisher noch zu keinen Verbesserungen geschritten ist, kann nur der ungünstigen Lage der Kohlenbunker und dem Bestreben, das Panzerdeck nicht zu durchbrechen, zugeschrieben werden. Sobald man davon absieht, das Panzerdeck unversehrt erhalten zu wollen, ist ein gangbarer Weg gefunden, um die innere Kohlenförderung zu erleichtern. Die Bunker im Zwischendeck über den Kesseln können dann als Gebrauchsbunker eingerichtet werden, während die jetzigen Raumbunker und ein Teil der Zwischendeckbunker Reservebunker werden. Die hierdurch erreichten Vorteile bestehen vor allen Dingen darin, daß die Kohle fast selbsttätig mitten in den Heizraum geschüttet wird, daß mechanische Fördervorrichtungen in den nunmehr vergrößerten Bunkern leichter eingerichtet werden können, daß die Zwischendeckbunker viel leichter nachgefüllt werden können, weil sie näher an der Stelle liegen, wo die Kohlen übergenommen werden und wo große Kohlenluken angeordnet werden können, und daß vor allem die Kohlen mehr geschont werden, da sie nicht so hoch herabgestürzt zu werden brauchen. Das Trimmen ist natürlich auch erheblich einfacher, die Stabilität der Schiffe wird größer, da die oberen Kohlen zuerst verbraucht werden, und die Raumbunker schützen das Schiff gegen Explosionen von Minen oder Torpedos.

Auf den beiden großen amerikanischen Dampfern »Dacota« und »Minnesota«[1]) sind Versuche gemacht worden, eine selbsttätige Innenbekohlung der Schiffe einzurichten. Ueber den Kesselräumen sind die Kohlenbunker durch zwei Decks hindurch derartig angeordnet, daß die Kohlen zu den Feuerungen

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 1356.

hinabgleiten können. Die Bunker werden von oben durch seitlich angeordnete Luken sowie von außenbords durch Kohlenpforten gefüllt. Die Endabschlüsse der Bunker sind geneigt, so daß die Kohlen beim Verbrauch nach unten nachrutschen.

Ohne weiteres läßt sich diese Anordnung allerdings nicht auf Kriegschiffe übertragen, da hier für die Bunker nur das Zwischendeck, d. h. nur eine Deckhöhe, zur Verfügung steht. Doch kann der Zwischendeckbunker, wenn man die Maschinen in der Mitte zwischen den Kesselräumen anordnet, über die Maschinenräume gelegt werden, so daß die vorderen und hinteren Heizräume fast unmittelbar beschüttet werden können. Vom Knick des Panzerdecks bis zum Stringer des Batteriedecks erhalten die Bunker geneigte Längsschotte. Der Raum zwischen den Schotten und der Außenhaut kann mit Reservekohlen oder mit Preßkohlen gefüllt werden, so daß die Seiten des Schiffes auch dann noch geschützt werden, wenn die Gebrauchskohlen verfeuert sind. Im Oberdeck können große Luken angeordnet werden, die es nahezu überflüssig machen, die Kohle zu trimmen.

An Hand mehrerer Zeichnungen für ein großes Linienschiff erläutert der Redner die Ausführbarkeit der neuen Anordnung und geht dann auf die äußere Bekohlung der Schiffe, d. h. auf das Uebernehmen der Kohlen von Land oder aus Kohlenschiffen, über, die auch durch die erläuterte neue Anordnung wesentlich erleichtert wird. Die bisher üblichen Kohlenfördervorrichtungen werden einer kritischen Besprechung unterzogen, bei der die Temperley-Fördervorrichtungen am besten abschneiden. Alle heute angewendeten Kohlenfördervorrichtungen haben jedoch nach Ansicht des Redners immerhin noch den Nachteil, daß die Kohle in Säcke gefüllt werden muß und dabei durch Schaufeln, Entladen usw. zerstückelt wird, ehe sie an ihren Bestimmungsort gelangt. Auch die Leistungsfähigkeit und Betriebsicherheit ist noch nicht derart, wie sie für den Ernstfall angestrebt werden muß. Der Redner beschreibt schließlich zwei von ihm zusammen mit den Herren Kauermann und Krell ausgearbeitete Entwürfe, welche die vorher geschilderten Nachteile ausschließen sollen.

Im Anschluß daran wird der Bau von besonders hierzu bestimmten Kohlendampfern besprochen. Endlich kommt der Redner darauf zurück, daß die ganze Frage einer zweckmäßigen Bekohlung von Kriegschiffen nur durch Verbesserung bei der Anordnung der Kohlenbunker und durch die Einführung von leistungsfähigeren äußeren Kohlenfördervorrichtungen gelöst werden kann.

Im Meinungsaustausch wenden sich die Herren Kontre-Admiral v. Eickstedt, Leue, Heidmann und Geh. Oberbaurat Rudloff gegen die Ausführungen des Vortragenden, insbesondere gegen die Vorschläge für die Umgestaltung der Kohlenbunker an Bord nach den Entwürfen des Verfassers und gegen die erläuterten Verladevorrichtungen.

Der nächste Vortrag beschäftigte sich mit derselben Frage. Hr. Leue schilderte darin die von ihm ausgeführte Vorrichtung zum Bekohlen von Kriegschiffen in Fahrt. Hierbei wird das zu bekohlende Schiff mit dem Kohlendampfer, der in seinem Schlepptau mitfährt, durch zwischen den Masten gespannte Seile verbunden, an denen die in Säcke gefüllte Kohle übergeführt wird. Aus dem Laderaum des Kohlenschiffes werden die Säcke durch ein Förderband in die Höhe der Seilbahn am Mast gebracht, wo sie selbsttätig abgenommen werden. Der Durchhang der Seile wird durch eine Ausgleichvorrichtung geregelt. Bei Versuchen mit der Leueschen Fördervorrichtung an Land ist eine höchste Förderleistung von 80 t/st erreicht worden; dagegen sind die Versuche auf See noch nicht zufriedenstellend ausgefallen.

Als letzter Redner sprach Generalsekretär Ragoczy über Binnenschiffahrt und Seeschiffahrt.

Die Küstenplätze sind in ihrer Entwicklung in hohem Maße von den Zufahrten aus dem Hinterlande beeinflußt, die von den Eisenbahnen und von der Binnenschiffahrt vermittelt werden; die größten Seestädte liegen fast alle an der Mündung von Strömen, und wo diese schiffbar sind, haben die Städte einen glänzenden Aufschwung genommen, während diejenigen Seeplätze, bei denen diese Bedingung fehlt, Stillstand oder sogar Rückgang auch in ihrem Seeverkehr aufweisen. Daraus erklärt sich das Bestreben der Küstenplätze, leistungsfähige Binnenwasserstraßen zu erhalten, die als Zubringer und Abfahrtwege eine Steigerung des Seeverkehrs ermöglichen sollen. Bei der Seeschiffahrt kennzeichnet sich die Entwicklung der letzten Jahrzehnte durch die erhebliche Zunahme der Dampfschiffe. In der Binnenschiffahrt zeigt sich die Steigerung neben einer Zunahme an Dampfschiffen, insbesondere Dampfschleppschiffen, in einer Erhöhung der Tragfähigkeit der einzelnen Schiffe. Die Entwicklung der Binnenschiffahrt wird beeinflußt durch die Wechselbeziehungen zwischen Binnen- und Seeschiffahrt, die der Vortragende für die einzelnen Nord- und Ostseehäfen erörtert, wobei er besonders eingehend den Wettbewerb zwischen Hamburg und Bremen behandelt. Im Anschluß hieran werden die Betriebsverhältnisse auf dem Dortmund-Ems-Kanal und dem Rhein erörtert.

Des weiteren verbreitet sich der Vortragende besonders über die Schiffahrtsverhältnisse der Reichshauptstadt, die eine der wichtigsten Durchgangstellen für die Binnenschiffahrt in dem Viereck Stettin, Kosel, Außig, Hamburg bildet. Berlin ist der Sitz von 7 Dampfergesellschaften, die einen Eilverkehr von Berlin nach Stettin, Breslau, Magdeburg und Hamburg unterhalten.

In Anbetracht der erheblichen Frachtverbilligung, welche die Binnenschiffahrt darbietet, hat sich die Industrie mit Vorliebe an den schiffbaren Wasserstraßen angesiedelt; in den letzten Jahren ist ähnliches an unsern Seeplätzen zu beobachten, wo infolge des verschärften internationalen Wettbewerbes industrielle Anlagen entstanden sind. Als Beispiele hierfür nennt der Vortragende die Freihafenindustrie Hamburgs, das Eisenwerk Kraft und die geplante Hochofenanlage in Lübeck, womit aber nach seiner Ansicht diese Entwicklung noch nicht abgeschlossen ist. Aus den Industriebezirken dagegen, die keine schiffbaren Wasserstraßen besitzen, werden Klagen über die Bedrohung ihrer Entwicklung und die Forderung nach Anschlüssen an Wasserstraßen laut. Die großen Ströme und Kanäle dienen allerdings auch heute schon dem flußlosen Hinterland, und die Bedeutung der großen Umschlaghäfen beruht darauf, daß sie die auf dem Wasserweg erhaltenen Güter mit der Eisenbahn in das Herz des Landes senden. Aber sie sind durch den Wettbewerb untereinander und namentlich durch den Wettbewerb der Eisenbahnen stark bedroht. Um den Betrieb der Binnen- und der Seeschiffahrt auch für die Folge wirksam zu erhalten, fordert der Vortragende für beide den weiteren Ausbau des Fahrwassers, die Vervollkommnung der Hafen- und Umschlageinrichtungen, eine vorsichtige Bemessung der Abgaben und besonders die Vermeidung eines Wettbewerbes durch Ausnahmetarife der Staatseisenbahnen. Für die Binnenschiffahrt im besondern verlangt er Gleichstellung mit der Seeschiffahrt in bezug auf finanzielle Unterstützung und staatliche Aufwendungen, und vor allem die Gleichstellung ihrer Umschlageplätze mit den Seeplätzen und Eisenbahnstationen in bezug auf die Ausnahmetarife der Eisenbahn, letzteres namentlich, damit diese Wasserstraßen nicht der Massengüter beraubt werden.

In dem Bericht über den Vortrag des Hrn. Prof. Kübler in der vorigen Nummer befindet sich ein Irrtum. Auf S. 2004 l. Sp. Z. 2 von oben muß es heißen: »er weist ferner auf die große Feuerbeständigkeit neben geringer Leitfähigkeit des gewöhnlichen Ziegelsteines« hin. Ferner ist zu ergänzen, daß mit der amtlichen Statistik (ebenda r. Sp. Z. 10 von oben) die Berichte der Gewerbeinspektionen gemeint sind.

Patentbericht.

Kl. 7. Nr. 157641. Pilgerschrittwalzwerk. O. Briede, Benrath bei Düsseldorf. Der Werkstückträger *c*, welcher auf dem Schlitten *d* verschiebbar und drehbar gelagert ist und vorn den Dorn *g* mit dem Werkstück *h* trägt, wird von zwei seitlich angeordneten Wickelfedern *e*, die gegeneinander wirken und durch Zahnräder *i* mit der Zahnung des Trägers *c* in Eingriff stehen, in elastischer Lagerung gehalten. Die Federn können während des Betriebes unter Vermittlung von Sperrrädern *m* nach Bedarf nachgestellt werden.

Kl. 17. Nr. 162702. Gewinnung flüssiger Luft. R. Pictet, Wilmersdorf bei Berlin. Die Luft soll bei der kritischen Temperatur (-145^0) und dem zugehörigen Druck (53 at) verflüssigt, dann aber zum Zwecke des Versandes unter Atmosphärendruck um weitere 50^0 abgekühlt werden. Die Pumpe *k* saugt von *h* her gereinigte Luft an und treibt sie unter 53 at Druck durch die Rohrleitung *c*, die im Ringgefäß *a* von einer Mischung flüssiger schwefliger Säure und Kohlensäure (»Flüssigkeit Pictet«), im Ringgefäße *b* aber von flüssigem Stickoxydul oder Aethylen umgeben wird. Pumpen *g* und *i* saugen die Dämpfe dieser Flüssigkeiten ab und treiben sie durch die Kühler *w* (Wasserkühler) und *f* (Rohrschlange in *a*), wo sie verflüssigt werden, nach *a* und *b* zurück, wodurch die Luft in *c* auf -145^0 abgekühlt und verflüssigt wird. Um die flüssige Luft auf Atmosphärendruck zu bringen und weiter abzukühlen, läßt man sie durch *o* und die engen Röhren *p* eines schraubenförmigen Vorkühlers *d* nach den Düsen *n* einer Turbine *y* strömen, durch deren Arbeit nicht nur ein Teil der Verdichtungsarbeit ersetzt, sondern vornehmlich soviel Wärme der ausströmenden flüssigen Luft gebunden wird, daß etwa die Hälfte, auf $-194,5^0$ abgekühlt, bei *z* in das Versandgefäß fließt, während die verdampfte andre Hälfte von derselben Temperatur die Röhren *p* und die Wände von *b* und *a* zur Vorkühlung bestreicht.

Kl. 31. Nr. 159945. Formmaschine. Ph. Bonvillain, Paris. In dem Preßkolben *a*, der auf seiner Innenfläche mit Gewinde versehen ist, sitzen zwei ineinander verschraubte Büchsen *b* und *c*, von welchen die innere nur längsverschiebbare die Preßplatte *d* trägt, während die andre drehbar und mit einem Handrade *e* versehen ist; durch ihre Drehung kann die Preßplatte auf den angefüllten Formkasten *f* gesenkt werden. Es bedarf dann zum Pressen des Formsandes nur einer geringen Menge Druckwasser, das über dem Kolben *a* zugeführt wird. Das Anheben der Preßeinrichtung bewirkt ein mit dem großen Kolben *a* verbundener kleiner Kolben *g*, unter dem stetig Druckwasser steht, sobald das über dem Kolben *a* befindliche Druckwasser abgelassen wird.

Kl. 46. Nr. 163087. Kühlverfahren für Arbeitzylinder. M. R. Zechlin, Charlottenburg. Die im Verdichter *a* ohne Wassereinspritzung oder dergl. erzeugte heiße Druckluft gibt ihre Verdichtungswärme durch Kühlrippen und Rohrschlange *b* an die Außenluft ab, durchströmt den Kühlmantel *c* des Brennkraftmaschinenzylinders *d*, wird dann mittels der Leitung *e* entweder zur Wiedergewinnung eines Teiles der Verdichtungsarbeit durch eine Druckluftmaschine *f* oder durch ein Drosselventil geschickt und durchströmt als ausgedehnte Luft die Rohrschlange *h* im Gegenstrom, um dann ins Freie entlassen oder nach *a* zurückgeführt zu werden.

Kl. 46. Nr. 163127. Mischvorrichtung für Brennkraftmaschinen. Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. Bei Kraftmaschinen, die mit zwei (oder mehr) Brennstoffarten betrieben werden, z. B. mit Benzin zum Anlassen und Spiritus für den Beharrungszustand, ist in die von den Brennstoffbehältern *a*, *b* durch je eine Düse a_1, b_1 in den Mischraum *c* führenden Zuleitungen ein Hahn *h* mit Bohrungen *i* oder eine andre Umschaltvorrichtung eingeschaltet, durch deren Einstellung jeweils nur eine Düse mit ihrem Behälter verbunden werden kann.

Kl. 46. Nr. 162735. Umsteuerung für mehrzylindrige Brennkraftmaschinen. H. Techel, Neumühlen bei Kiel, und M. Salaschek, Kiel. Die auf der Steuerwelle d_1 und den Hohlwellen d_2, d_3 sitzenden Steuernocken n_1, n_2, n_3 (Nebenfigur) werden von der Kurbelwelle $k_1 k_2 k_3$ durch die Zwischenwelle *f* und das Wendegetriebe *cab* bei Vorwärts- und Rückwärtsgang in derselben Richtung (rechtsum) gedreht; also muß zur Umsteuerung ihre Reihenfolge umgekehrt werden. Dies geschieht dadurch, daß man n_3 um 120^0 und n_2 um 240^0 rechtsum dreht, indem man d_2, d_3 von d_1 entkuppelt, durch Verschieben der Welle *g* die Rädergetriebe $r\,r_1$, $s\,s_1$ einrückt und *g* um einen durch Anschläge bestimmten Winkel dreht. Nach Zurückschieben von *g* und Einrücken der Kupplungen muß d_1 in eine Lage gebracht werden, die zur augenblicklichen Lage der Kurbeln k_1, k_2, k_3 paßt. Dies geschieht dadurch, daß man die Klauenkupplung *e* aus einem der Räder *a*, *b* ausrückt und dann samt d_1 mittels Handrades *h* so weit verdreht, bis sie in das andere Rad eingerückt werden kann; denn *e* ist so gestaltet, daß das Einrücken nur in der richtigen Lage von d_1 möglich ist. Die Getriebe $r\,r_1$, $s\,s_1$ können durch gleichwirkende Getriebe ersetzt werden.

Kl. 59. Nr. 159601. Vorrichtung zum Leeranlassen von Pumpen. R. Wagner, Berlin. Zwischen den Pumpenräumen oder den verschiedenen Zylindern der Pumpe ist ein an den Enden geschlossener Zylinder *e* angeordnet, der durch Oeffnungen *f*, *g*, *h* die Pumpenräume bezw. Zylinder mit einander verbindet. Ein im Zylinder *e* vorgesehener entlasteter Kolbenschieber *k*, der von außen gesteuert werden kann, dient zum Verbinden bezw. Abschließen der Pumpenräume gegeneinander. Die Enden des Kolbenschiebers liegen, um das Ansaugen von Luft durch den Schieber zu verhindern, unter Wasser.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **achtundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

B. Loewenherz und **A. H. van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.

C. Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure kostet für Mitglieder im Postinland 2 ℳ, im Postausland 2,50 ℳ, für Nichtmitglieder 6 ℳ, und ist von der Geschäftstelle, Berlin N.W. 7, Charlottenstr. 43, sowie durch Julius Springer, Berlin N. 24, Monbijouplatz 3, zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

Beiblatt Nr. 29

zu Nr. 50 der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 16. Dezember 1905.

Zum Mitgliederverzeichnis.

Aenderungen.

Bayerischer Bezirksverein.

Otto Hippenmeyer, Dipl.-Ing., bei der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, München, Landwehrstr. 17.
Georg Schüler, Ingenieur der Güldner Motorengesellschaft, München, Steinstr. 59.
Friedr. Schüle, Ingenieur, München, Ohlmüllerstr. 19.
Hans Steck, Dipl.-Ing., München, Maillingerstr. 53.

Bergischer Bezirksverein.

H. Berkenhoff, Dipl.-Ing., komm. Oberlehrer an der königl. Vereinigten Maschinenbauschulen, Elberfeld.
Carl Günther, Ingenieur, Berlin N.W., Gerhardstr. 14.
Louis Odenbach, Ingenieur, Nordwalde i/W.

Berliner Bezirksverein.

Georg Barkow, Ingenieur bei Jul. Pintsch, Fürstenwalde a/Spree.
Aug. Bauer, Dipl.-Ing., Assistent an der Technischen Hochschule, Charlottenburg, Pestalozzistr. 8.
Samuel Bauer, Ingenieur, c/o. the Wolseley Tool and Motor Car Comp. Ltd., Adderley Park, Birmingham.
Hugo Benzing, Ingenieur, 608 Walnut Str., Lansing, Mich., U. S. A.
Karl Bieske, königl. Gewerbereferendar, Berlin N.W., Birkenstr. 12a.
Willy Binswanger, Dipl.-Ing., Berlin N.W., Flemmingstr. 11.
F. L. van Blaricum, Ingenieur, Tegel bei Berlin, Schloßstr. 21.
Ad. Buchterkirchen, Reg. Bauführer, Charlottenburg, Wilhelmplatz 1a.
Dr.-Ing. R. Crain, Ingenieur bei Gebr. Pfeiffer, Kaiserslautern.
Léon Dufour, Ingenieur bei Piccard & Pictet, Genf, Route de Lyon.
C. Elbelt, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Bismarckstr. 7.
Max Fischer, königl. Gewerberat, Berlin N.W., Lessingstr. 4.
Paul L. Goldschmidt, Ingenieur, 10 Rue Legendre, Paris.
Fritz Guthknecht, Dipl.-Ing., Berlin S.W., Trebbiner Str. 10.
Paul Hadamowsky, Betriebsingenieur der Chem. Fabrik a. A. vorm. Schering, Charlottenburg, Kantstr. 89.
Aug. Hanefeld, Ingenieur, Bochum, Ottostr. 40.
Arthur Hanff, Betriebsingenieur der Eintracht-Braunkohlenwerke und Brikettfabriken, Neu-Welzow N/L.
Ernst Hentschel, Großherzogl. Bergrat a. D., Berlin W., Meierottostr. 4.
Otto Hering, Ingenieur, Berlin W., Pfalzburger Str. 12.
Dr. phil. Alfr. Heß, Dipl.-Ing., Berlin N., Kesselstr. 17.
Curt Hessel, Ingenieur, Berlin S.W., Mittenwalder Str. 26.
Rob. Heuser, Ingenieur, Berlin N.W., Melanchthonstr. 16.
Martin Hirschlaff, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin S.W., Lindenstr. 86.
Hans Klugkist, Ingenieur der Nationalen Radiator G. m. b. H., Berlin S W, Kürassierstr. 6.
Johs. Krüger, Ingenieur, Oberschöneweide bei Berlin, Frischenstr. 5.
Alfr. Kulse, königl. Ingenieur bei der Artilleriewerkstatt, Spandau.
Bernh. Loens, Dipl.-Ing. bei den Siemens-Schuckert-Werken G. m. b H., Berlin N.W., Paulstr. 5.
Paul Rob. Meyer, Ingenieur, Steglitz bei Berlin, Arndtstr. 3.
Heinr. Müller, Reg.-Bauführer bei der königl. Eisenbahn-Betriebsinspektion, Wittenberge, Bez. Potsdam.
Gust. Peters, Ingenieur, Berlin C., Spandauer Str. 11/13.
Max Prausnitzer, Ingenieur, i/Fa. Haertel & Prausnitzer, Berlin S., Prinzenstr. 27.
E. Preiß, Ingenieur, Berlin N.W., Huttenstr. 11.
G. Reitter, Ingenieur, Fürstenwalde a Spree.
Georg Ruppersberger, Ingenieur, Gr. Lichterfelde bei Berlin, Ringstr. 71.
Bernh. Rutkowski, Reg.-Baumeister, Hagen i/W., Gartenstr. 30.
Ad. Schilling, Reg.-Baumeister, Cassel, Steinweg 4.
Eug. Schindler, Ingenieur, Berlin W., Ansbacher Str. 29.
Paul Schoch, Ingenieur, Berlin S., Stallschreiberstr. 63.
Max Schott, Fabrikbesitzer, Halensee bei Berlin, Kurfürstendamm 114.
Kaz. Schrott, Dipl.-Ing, Charlottenburg, Potsdamer Str. 13.
Ed Schürhoff, Ingenieur, Weißensee bei Berlin, König-Chaussee 27.
Willy Schumacher, Ingenieur, Berlin N, Brunnenstr. 137.
Rob. Schwarz, Ingenieur, Pankow bei Berlin, Florastr. 4.
Johs. Sohst, Ingenieur, Berlin S.W., Teltower Str. 35/36.
Alexander Speck, Ingenieur bei der Freibahn G m b. H., Seegefeld.
Alfr. Spindler, Metallgießereibesitzer, i/Fa. C. Becker & Frowein, Berlin N., Gartenstr. 92.
H. Ströh, Betriebsingenieur, Berlin N., Müllerstr. 34a.
Carl Stroscher, Ingenieur, Berlin N., Pflugstr. 16
Karl Walther, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Herderstr. 7.
Fritz Waßmuth, Ingenieur der Daimler Motorengesellschaft, Zweigniederlassung, Berlin W., Großgörschenstr. 41.
Franz Weber, Reg.-Bauführer und Dipl.-Ing., Wilmersdorf bei Berlin, Hildegardstr. 20.
Hans Wiedeburg, Ingenieur bei Rietschel & Henneberg, Schöneberg bei Berlin, Gustav Müllerstr. 2.
Carl Willich, Maschineningenieur der Daimler Motorengesellschaft, Berlin W, Winterfeldtstr. 18. *Wbg.*
M. Wurmbach, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Oststr. 178.
Hugo Zimmermann, Oberingenieur, Berlin N.W., Bochumer Str 5.

Bochumer Bezirksverein.

Mich Behrendt, Ingenieur, Berlin W., Zietenstr. 2.

Bremer Bezirksverein.

Aug. Hennes, Betriebsingenieur der A.-G. Weser, Bremen

Breslauer Bezirksverein.

W. König, Betriebsinspektor und Leiter der städtischen Gasanstalt III, Breslau, Trebnitzer Chaussee.

Dresdener Bezirksverein.

Ludw Focke, Betriebsinspektor des Ost-Kraftwerkes, Dresden-A, Terscheckstr. 2.
Paul Kauenhowen, Oberingenieur der Hartgußwerke u. Maschinenfabrik vorm. K H. Kühne & Co, Dresden-Löbtau.
Heinr Kopplin, Ingenieur, technisches Bureau, Dresden A., Bergmannstr. 23. *B.*
Franz Kurzak, Oberingenieur der städt. Wasserwerke, Dresden-A, Am See 2
Bernh. Pfeiffer, Reg.-Baumeister, Straßburg i/E., Zornstaden 19.
Willi Vachert, Dipl.-Ing., Betriebsdirektor der städtischen Gas-, Wasser- und Elektrizitätswerke, Döbeln i/S.

Elsaß-Lothringer Bezirksverein.

Rob. Bresch, Ingenieur, Straßburg i/E., Hohenlohestr. 22.
Rich Ferrer, Ingenieur der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Mülhausen i/Els.
Rud. Taube, Maschinentechniker, Charlottenburg, Tauroggener Str. 45.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Alb. Gollwitzer, königl. Eisenbahnassessor, Vorstand der königl. Betriebswerkstätte, Weiden, Oberpfalz.
Erwin Hinlein, Dipl.-Ing., Hauptlehrer an der städtischen Baugewerkschule, Nürnberg.

Frankfurter Bezirksverein.

Viktor Biäß, Reg.-Baumeister, Frankfurt a/M.-Bockenh., Moltke-Allee 70.
Carl Günther, Ingenieur, Frankfurt a/M, Schillerstr. 8.
Georg Hilsbos, Ingenieur, Frankfurt a/M., Myliusstr. 49

Hamburger Bezirksverein.

C. Brumm, Ingenieur, Hamburg, Johannisbollwerk 17.

Hannoverscher Bezirksverein.

Francis Beyer, Oberingenieur der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., techn. Bureau Münster i/W.
Dr.-Ing. G. Griffel, Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G., Essen a/Ruhr

Hessischer Bezirksverein.

Moritz Grünthal, Zivilingenieur, Cassel, Wörthstr. 4. *Bch.*

Karlsruher Bezirksverein.

H. Kastendieck, Dipl.-Ing. bei der Maschinenbaugesellschaft Karlsruhe, Karlsruhe.
Otto Kuen, Ingenieur der Badischen Gesellschaft zur Ueberwachung von Dampfkesseln, Mannheim.
Oscar Sichtig, Maschinenfabrikant, i/Fa. Oscar Sichtig & Co., Karlsruhe.

Kölner Bezirksverein.

Kurt Dietz, Ingenieur, Konstanz, Wilhelmstr. 26.

Karl Lückhoff, Ingenieur der Maschinenbau-Anst. Humboldt, Kalk bei Köln, Paradiesstr. 20.
Wilh. Pohl, Ingenieur i/Fa Pohl & Stave, Minden i/W.
Arthur Seeger, Ingenieur, Teilhaber der Maschinenfabrik Paul Pollrich & Co., Reisholz bei Düsseldorf.
Friedr. W. Simon, Ingenieur, Leiter der Maschinenfabrik Alfred H. Schütte, Köln-Ehrenfeld, Hospeltstr. 42.

Lenne-Bezirksverein.

Otto Zschorlich, Ingenieur bei J. Banning A.-G., Hamm i/W.

Magdeburger Bezirksverein.

Jac. Häuptli, Oberingenieur der Armaturen- und Maschinenfabrik A G, vorm. J. A. Hilpert, Pegnitz, Oberfranken.
Victor Humbert, Dipl.-Ing., Betriebsingenieur bei J. C. Braun A.-G., Nürnberg.

Mannheimer Bezirksverein.

Gust Kaiser, Elektro-Ingenieur, Mannheim, Käferthaler Str. 9.
Fritz Loeffler, Ingenieur, 48 West Twenty-First Street, New York.

Mittelthüringer Bezirksverein.

C. Reinicke, Reg.-Baumeister, Trier, Nagelstr. 12

Niederrheinischer Bezirksverein.

Ad Wegenast, Ingenieur, Düsseldorf, Worringer Str. 62.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Fritz Hammer, Ingenieur, Maschineninspektor der Fürstl. von Donnersmarckschen Bergw.- u Hüttendirektion, Königshütte O/S
E Jelen, Oberingenieur bei W. Fitzner, Laurahütte O/S.

Ostpreußischer Bezirksverein.

Curt Herbig, Ingenieur beim königl. Hüttenamt, Gleiwitz O/S.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Fritz Saeftel, Oberhütteninspektor, Königshütte O/S.

Posener Bezirksverein.

Alb. Rilling, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Eisenwerk Dratzigmühle Dratzigmühle, Reg.-Bez. Bromberg.

Rheingau-Bezirksverein.

Carl Scharsich, Direktor der Mainkette, Mainz.

Ruhr-Bezirksverein.

Carl Fincken, Ingenieur, Duisburg, Hardtstr. 35.

Sächsisch-Anhaltinischer Bezirksverein.

Gust. Hagemann, Zivilingenieur, Chemnitz, Wilhelmplatz 11.
G. W. Liebrecht, Dipl.-Ing., Bernburg, Franzstr. 25.
Martin Prölß, Ingenieur der A.-G. für Anilinfabrikation, Greppin bei Bitterfeld.

Thüringer Bezirksverein.

A. Thierauf, Ingenieur bei Jean Crepélle & Co, Lille, Nordfrankreich

Westfälischer Bezirksverein.

Aug. Hummel, Oberingenieur der Baroper Maschinenbau-A.-G, Barop.
Paul Kallen, Ingenieur beim Eisenwerk Willich, Hörde i/W.

Westpreußischer Bezirksverein.

Th. Altmann, Oberingenieur, Langfuhr, Johannistal 8.
Walther Borth, Dipl.-Ing., Langfuhr, Hauptstr. 14.
Max E. Drucker, Ingenieur, Berlin N.W., Brückenallee 6.
A. Ewert, Maschineningenieur, Reinickendorf-Ost, Hauptstr. 7.
R. Krohn, Geh. Reg. Rat, Professor an der Technischen Hochschule, Danzig.
Dr. Hans Lorenz, Professor an der Techn. Hochschule, Langfuhr.
Dr. G. Roeßler, Professor am elektrotechnischen Institut der Techn. Hochschule, Langfuhr.
Gerhard Schulze-Pillot, Professor an der Techn. Hochschule, Langfuhr.
Fritz Wandel, Ingenieur, Elbing, Wasserstr. 66.

Württembergischer Bezirksverein.

Fr. Häcker, Spinnereidirektor, Urach, Württemberg.
C. Hohl, Ingenieur, Stuttgart, Werastr. 132.
Ernst Kühner, königl. Maschineninspektor, Vorstand der Werkst.-Inspektion der Werfte, Friedrichshafen am Bodensee.

Emil Streit, Ingenieur bei Ditta Fornara & Co., Turin, Lingotto.
Ed. Wenger, Reg.-Bauführer beim Gaswerk, Cannstatt.

Keinem Bezirksverein angehörend.

F. M. Baack, Ingenieur, Hamburg, Mattentwiete 5/7.
Heinr. Dreher, Dipl.-Ing. bei Breuer, Schumacher & Co. A.-G, Kalk
Jakob Köln.
be Rogers Durham, Zivilingenieur, Queen Annes Chambers,
Frank adway, Westminster, London S.W.
Bro Heß, Ingenieur, Prokurist der Russischen Ges. »Allgemeine
Val. M. r. Ges.«, Riga, St. Petersburger Chaussee 19.
Elekt er, Ingenieur, Zürich, Waffenplatzstr. 68.
V. Hongl dsen, Ingenieur, Hunderupgade 2, Odense, Dänemark.
N. M. Knu i, königl. Ungarischer Gewerbeinspektor, Besztercebánya,
Lajos Lany
-Ungarn. ner, Ingenieur, Fürth i/Bayern.
Heinr. A. Mei z, Ingenieur, Direktor de la Cia Minera Sta. Gertrudis
Rudolfo Muño Pachuca, Hidalgo
Apartado 1, lechner, Ingenieur, München, Türkenstr. 51.
Dr. Aegid Mutsch irektor der städtischen Saline, Kreuznach.
Ernst Neumann, D irektor, Eilenburg.
H Neumann, Fabrikd r der Peniger Maschinenfabrik u. Eisengießerei
Otto Pötzsch, Ingenieu Liebig, Leipzig-Schleußig.
A.-G, Abt Unruh & ingenieur, Charlottenburg, Pestalozzistr. 19.
Wilh. Radeloff, Maschinen enieur, Hannover, Celler Str. 66.
Jos. Raschbichler, Obering Siegen-Lothringer Werke, Siegen.
Karl Rehak, Gießereichef der itkowitzer Bergbau- u. Eisenhüttenge-
Egon Roch, Ingenieur der W
werkschaft, Mähr. Ostrau. Carl Enke, Schkeuditz bei Leipzig.
Oskar von Sääf, Ingenieur bei etriebsleiter der städtischen Gas-,
Guido Schindler, Ingenieur, B Reinerz i/Schles.
Elektrizitäts- und Wasserwerke, r, 85 rue Solferino, Lille Frankr.
Sigismund Schnurmann, Ingenieu rt a/M.-Bockh, Markgrafenstr. 19.
Bruno Schweder, Ingenieur, Frankfu Zt. Einj.-Freiw. im Inf.-Regt.
Georg Spethmann, Dipl.-Ing., z. g, Laufgraben 12.
Hamburg (2 Hans.) No. 76, Hambur ht. Rheinpfalz.
Edm. Skowronski, Ingenieur, Lambre , Zürich IV, Turnerstr. 28
Alfred Steinbrüchel, Ingenieur-Burea Südstr. 68.
Arthur Stiller, Zivilingenieur, Leipzig, feld.
J. Stollenwerk, Ingenieur, Hüls bei Kre erstr. 2.
Rud. Tamm, Dipl.-Ing., Freiberg i/S., Turn itätswerkes E. Ruthenberg
Franz Thiesing, Ingenieur des Elektrizi
G. m. b. H, Neu-Weißensee. ok Arpad ut. 26.
R. F. Thyll, Zivilingenieur, Budapest, Budaf Ungarn.
Eug. von Uray, Gewerbeinspektor, Szatmár, ür Bergbau, Dortmund.
A. Vögler, Oberingenieur der Union A.-G. f tr. 141.
Curt Wacker, Ingenieur, Köln a/Rh., Breite S senstr. 132.
Karl Weyand, Reg.-Baumeister, Elberfeld, Lu str. 113.
Fritz Wagner, Zivilingenieur, Langfuhr, Haup mmerstr. 4.
Otto Wienbreyer, Ingenieur, Braunschweig, Zi
C. Zörnsch, Ingenieur, Osterholz-Scharmbeck.

Verstorben.

F. Doerk, Direktor der Maschinenfabrik Ak Schladen a/H.
Walter Farnsteiner, Ingenieur, Betriebsleiter des der Betriebsgesellschaft für den Rheinhafen, Rheinheim.
Hugo Teichert, Oberingenieur und Bevollmächtig A. Büttner & Co., Breslau, Kaiser Wilhelmstr. 91.
Otto Theobald, Geh. Reg.-Rat, Düsseldorf.
Ad. Weymann, Oberingenieur der Naxos-Union, Frank
Jos. Wilfert, Kaufmann, Inhaber eines techn. Geschä

Neue Mitglieder.

Braunschweiger Bezirksverein.

Heinr. Hundt, Ingenieur der Braunschw. Mühlenbau Giesecke & Konegen, Braunschweig.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Franz Reimers, Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G. G Kiel, Knooperweg 78.
Wandesleben, Dipl.-Ing., Kiel, Adolfstr. 31a.

Keinem Bezirksverein angehörend.

Karl Bergfeld, Ingenieur, Darmstadt, Pallaswiesenstr.
Christian Fexer, Gasfabrikdirektor, Bamberg.
Julius Lévai, k. k. Marine-Maschinenbauingenieur, Circonvallazione 41.
Otto Müller, Ingenieur, Schöneberg bei Berlin, Hohenfr

Gesamtzahl der ordentlichen Mitglieder 18860

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 51. **Sonnabend, den 23. Dezember 1905.** **Band 49.**

Inhalt:

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Fortsetzung von S. 1825)

Wirft man nach Abschluß der Einzelbeschreibung der amerikanischen Lokomotiven nochmals einen Blick auf die Gesamtheit der Lokomotivausstellung der Vereinigten Staaten zurück, so fallen auch dem Nichtfachmann sofort die riesenhaften Abmessungen auf, durch welche sich das Bestreben, die Leistungsfähigkeit der Lokomotiven mit allen Mitteln zu erhöhen, schon äußerlich kundgibt. Nicht die Wirtschaftlichkeit der Lokomotive an und für sich, sondern ihre wirtschaftliche Ausnutzung im Betriebe ist der leitende Gedanke für die Wahl der Gesamtabmessungen und die konstruktive Durchbildung der Einzelteile. Aus diesem Gesichtspunkt ist nicht zuletzt die fortgesetzte Erhöhung der Leistungsfähigkeit der amerikanischen Lokomotive — namentlich unter Berücksichtigung der eigenartigen amerikanischen Verhältnisse — zu erklären.

Sicherlich geht die Leistungsfähigkeit der Lokomotive mit Wirkungsgrad der Einzelteile bis zu einem gewissen Grade Hand in Hand: Da, wie in der Einleitung schon ausgeführt, die Leistungsfähigkeit einer Lokomotive von der Größe des Kessels, d. h. von dem zur Verfügung stehenden Dampfvorrat, abhängig ist, so wird die Lokomotive, von andern Bedingungen abgesehen, um so leistungsfähiger sein, je höherwertig der erzeugte Dampf und je geringer der Dampfverbrauch der Lokomotive bei verschiedenen Leistungen ist, d. h. je sparsamer oder wirtschaftlicher die Dampfmaschine arbeitet.

In dieser Richtung haben denn auch die Eisenbahnfachleute unseres Festlandes ausschließlich gearbeitet. Hierher gehören: die allgemeine Einführung der Verbunddampfmaschine, die vielfachen Verbesserungen der Steuerung, getrennte Ein- und Ausströmung des Dampfes mit getrennten Schiebern nach Strong, Bonnefond, Durant-Lencauchez u. a., die Einführung der Rundschieber, sowie die seit einigen Jahren mehr und mehr in Aufnahme kommenden Vierzylinderanordnungen mit versetzten Triebwerken, soweit sie eine Verminderung der Eigenreibung der Dampfmaschine anstreben. Hierher gehören vor allem die neuesten Errungenschaften auf dem Gebiet des Lokomotivbaues, die Einführung des hochüberhitzten Dampfes mit und ohne Verbundwirkung, die wie kaum eine andere Neuerung durch Erhöhung der wirtschaftlichen Dampferzeugung und Dampfverarbeitung eine Steigerung der Leistungsfähigkeit zur Folge gehabt hat, sowie endlich eine ganze Reihe anderer konstruktiver Verbesserungen, die ohne Unterschied auf eine Vergrößerung der Wirtschaftlichkeit der **Lokomotivmaschine** gerichtet sind.

Wer sich alle diese Bestrebungen und Fortschritte unseres Lokomotivbaues vergegenwärtigt und daraufhin die amerikanische Lokomotivausstellung im Verkehrsgebäude in St. Louis einem Vergleich unterzieht, der ist zu der Ansicht geneigt, daß all diese Errungenschaften an jenem Lande unverstanden vorbeigegangen sind, und wird dem am Eingang dieses Berichtes gefällten Urteil beipflichten, daß »die Verwendung billigsten Materials sowie mangelhafte Anordnung, Unterbringung und Ausführung der einzelnen Teile im großen und ganzen noch ebenso vorherrschen wie auf den Ausstellungen in Chicago und Paris«, und »daß kurze Lieferzeit und niedrige Verkaufspreise den Lokomotivbau noch heute beherrschen«; er wird kaum darüber verwundert sein, daß die amerikanischen Fachleute der deutschen Lokomotivausstellung in St. Louis für die durch und durch solide und sorgfältige Ausführung des Gebotenen ungeteiltes Lob und höchste Anerkennung zollten.

So lehrt z. B. die Tatsache, daß unter sämtlichen 32 Lokomotiven der amerikanischen Ausstellung nur sechs Lokomotiven, also noch nicht der fünfte Teil, mit Verbunddampfmaschine ausgerüstet waren, zur Genüge, wie wenig Anhänger sich dieser einen Wendepunkt in der Entwicklung unseres Lokomotivbaues bezeichnende Fortschritt unter den amerikanischen Eisenbahngesellschaften zu gewinnen gewußt hat, obwohl die wirtschaftliche Ueberlegenheit der Verbundwirkung und die dadurch erzielte Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Lokomotive durch jahrelange Versuche ebenso einwandfrei festgelegt ist wie bei uns und es an mahnenden Stimmen vonseiten der amerikanischen Fachleute nicht gefehlt hat.

Ganz ähnlich liegen die Verhältnisse bei den Vierzylindertriebwerken mit Massenausgleich, die sich nach ihrer ausgedehnten Einführung in Frankreich in rascher Folge einen Staat unseres Festlandes nach dem andern zu erobern verstanden haben. Wenn auch die amerikanische Lokomotivausstellung verschiedene Ausführungen dieser Art sowohl unter den Schnellzug- wie unter den Güterzuglokomotiven

aufzuweisen hatte, so sprechen doch die Tatsachen dafür, daß auch diese Vervollkommnung der Lokomotive in den Vereinigten Staaten wenig Aussicht auf große Verbreitung hat.

Und nicht viel besser wird es der bedeutendsten Errungenschaft des deutschen Lokomotivbaues ergehen, der Anwendung des hochüberhitzten Dampfes, trotz ihrer in der amerikanischen Literatur[1]) allseitig neidlos anerkannten Vorzüge und ihrer Bedeutung für die Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und Leistungsfähigkeit der Lokomotive und trotz der ersten, übrigens spärlichen Versuche der Canadian Pacific R. R. und der New York Central and Hudson River R. R.

Die Gründe für dieses auffallend ablehnende Verhalten der amerikanischen Eisenbahngesellschaften können nach dem Gesagten nicht in mangelhaftem Verständnis oder Gleichgültigkeit gegenüber den Fortschritten anderer Kulturländer, in geringerer Leistungsfähigkeit der Werke oder ihrer Ingenieure liegen, sondern finden ihre Erklärung, wie schon oben erwähnt, in der eigentümlichen Verwendung und Ausnutzung der Lokomotive im Betriebe.

Nach amerikanischen Begriffen ist die Lokomotive kein Ziergegenstand, der, von jedermann gehätschelt und gepflegt, nach wenigen Stunden Arbeit am Tage behutsam unter Dach und Fach gestellt, in allen Teilen gewissenhaft nachgesehen, sorgsam gereinigt und geputzt, während der Fahrt und auf allen Stationen, die nur Zeit und Gelegenheit bieten, von einem tadellos geschulten Personal mit Aufopferung und Pflichttreue überwacht, bedient und behandelt wird, sondern ein Arbeitstier, das einen bestimmten Geldwert besitzt, der möglichst nutzbar gemacht werden muß, das schonungslos und rücksichtslos vom frühen Morgen bis zum späten Abend und wieder bis zum Morgen ausgenutzt wird: das während der wenigen Stunden Ruhe, die ihm am Ende einer Fahrt vergönnt sind, den Unbilden der Witterung preisgegeben im Freien umhersteht, falls nicht besondere Ausbesserungen seine Verbringung in den Schuppen erfordern; das im Schuppen von Schlossern nachgesehen und instandgesetzt wird, die nach unsern Anschauungen in den meisten Fällen nur in den allernotwendigsten Griffen notdürftig ausgebildet sind; das während der Fahrt von einem Personal bedient wird, das selbst in langem und schwerem Dienst schonungslos ausgenutzt und den ungünstigsten klimatischen Verhältnissen preisgegeben, dem ihm anvertrauten Gut weder Liebe noch Interesse entgegenbringt.

Die amerikanischen Lokomotiven durchfahren, ohne zu wenden und ohne größeren Aufenthalt unterwegs, erheblich längere Strecken, als auf unserm Festlande üblich ist. Aus dieser Tatsache ergibt sich die Verwendung von Schüttelrosten, die das Feuer während der Fahrt von Schlacke und Asche zu reinigen gestatten, die Verwendung von Tendern mit großem Fassungsvermögen, die Ausrüstung der Tender mit Schöpfvorrichtungen, um den Wasservorrat auf der Strecke ohne Halten des Zuges ergänzen zu können, und was dergleichen Einrichtungen mehr sind.

Der Aufenthalt der Lokomotiven an den Wendepunkten und in der Heimat soll möglichst kurz sein. Diese Bedingung hat im Verein mit dem Bestreben, die Züge möglichst lange Strecken ohne Maschinenwechsel durchfahren zu lassen, Doppel- und Mehrfachbesetzung der Lokomotiven zur Folge. Bei einer derartigen Ausnutzung ist es mit Doppelbesetzung in der Regel nicht getan, da umfangreichere Herstellarbeiten nach langen Fahrten keine Seltenheit sind und die Durchführung des Lokomotivdienstplanes bei Ueberschreitung der vorgeschriebenen Wendezeit das Heranziehen von Bereitschaftslokomotiven oder, da deren Zahl in der Regel knapp bemessen ist, die Inbetriebstellung derjenigen Lokomotive zur Notwendigkeit macht, die zum Antritt der Fahrt bereit ist. Daher die noch immer häufige Vielfachbesetzung, das »Pooling« der Lokomotiven in den Vereinigten Staaten. Bedenken, die Lokomotiven aus einer Hand in die andre übergehen zu lassen, stehen nicht im Wege, da die Lokomotiven in allen ihren Teilen einfach und vor allem auch leicht und sicher zu handhaben sind. Dadurch wird die Lokomotive in jeder Beziehung wirtschaftlich ausgenutzt und die Zahl der zur Bewältigung des Verkehrs erforderlichen Lokomotiven auf ein Mindestmaß beschränkt. Man erwäge nur, daß gerade bei uns die Beibehaltung der einfachen Besetzung der Schnell- und Personenzuglokomotiven, die die denkbar schlechteste Ausnutzung der Lokomotive bedeutet, in erster Linie damit begründet wird, daß die peinlichste Instandhaltung unsrer baulich sehr verwickelten Lokomotiven eine besonders sorgfältige Ueberwachung, Bedienung und Behandlung erfordert, die nur bei Einfachbesetzung der Lokomotive gewährleistet ist.

Die kurzen Wendezeiten und Ruhepausen gestatten ferner nur, die allernotwendigsten Arbeiten auszuführen. Hierzu gehört das Ausschlacken der Feuerkiste, das Reinigen der Rauchkammer, das Aufwerfen von frischem Brennstoff, das Fassen von Kohle und Wasser und das Abölen der Lokomotive. Für Instandsetzung und Abstellung auf der Fahrt eingetretener Mängel ist in der Regel nur wenig Zeit vorhanden. Wie sehr die Ruhepausen beschränkt sind, geht daraus hervor, daß bei einer ganzen Reihe von Bahnen die Schlosser der Lokomotivschuppen die leck gewordenen Heizröhren in der Feuerbüchse unter einem Kesseldruck von 6 bis 7 at, also bei einer fast unerträglichen Temperatur, aufwalzen müssen, da bei der großen Zahl der Heizröhren in den neueren Lokomotivkesseln und dem namentlich infolge der breiten Rostflächen fast bei jeder Fahrt in erheblichem Maße auftretenden Rohrlaufen das Dichten beträchtliche Zeit in Anspruch nimmt.

All die oben erwähnten Einrichtungen: Verbundwirkung, Ueberhitzer, Vierzylinderdampfmaschinen, erfordern peinliche Instandhaltung, Auswechslung und Wiederherstellung insbesondere auch mit Bezug auf die zahlreichen Hülfseinrichtungen und Armaturen. Namentlich aber die vielteiligen Steuerungen vierzylindriger Lokomotiven bedingen außer einer zeitraubenden und umständlichen Schmierung eine sorgfältige Kontrolle in den Schuppen, häufige Nachstellung und Einregelung sowie pünktliche Auswechslung der abgenutzten und ausgeschlagenen Teile. Wird diese Mühe und Zeit nicht aufgewendet, so ist es mit der richtigen Dampfverteilung und der erstrebten Kohlenersparnis schlecht bestellt, und die kostspieligen Einrichtungen selbst verzehren nur nutzlos Geld.

Beiläufig sei erwähnt, daß die kurzen Ruhepausen an den Wendepunkten und in der Heimatstation gestatten, die Lokomotive von einem Auswaschen zum andern, falls bestimmte Wiederherstellarbeiten nichts andres erfordern, ohne Unterbrechung im Feuer zu halten, wodurch die schädlichen Einflüsse abwechselnder Erwärmung und Abkühlung mit ihrer ungünstigen Beanspruchung des Materials, namentlich der Feuerbüchse und der Heizröhren, erheblich vermindert werden. Nicht zuletzt ist auf dieses gleichmäßige Stehen der Lokomotiven unter Feuer die Möglichkeit der Verwendung von Stahl an Stelle von Kupfer für die Feuerbüchse zurückzuführen, wennschon der Hauptteil auf die geringe Dampfbelastung des Kessels überhaupt (4 bis 5 PS für 1 qm Heizfläche) entfallen dürfte.

Die genannten verwickelten Einrichtungen verlangen aber vor allem ein durchaus geschultes und in jeder Beziehung gewissenhaftes Lokomotivpersonal, und hiermit gelangen wir zu dem empfindlichsten Punkt im Betrieb, zur Lohnfrage. Die hohen Arbeitslöhne in den Vereinigten Staaten sind bekannt. Sie sind für das gewöhnliche Lokomotivpersonal schon hoch genug; die Gehaltansprüche geschulter Führer und Heizer, wie wir sie für den Lokomotivbetrieb verwenden, wären unerschwinglich. Der Aufnahme in den Fahrdienst braucht keine Ausbildung in einer Werkstatt vorausgegangen zu sein, die Ablegung besonderer Prüfungen ist zwar schon mehrfach erwogen worden, ist aber im Betriebe, namentlich im Westen der Vereinigten Staaten, auf große Schwierigkeiten gestoßen und deshalb auch noch nirgends zur Einführung gelangt. Von einem derartigen Personal kann selbstverständlich kein tiefes Verständnis für eine sachgemäße Behandlung, Ueberwachung und Instandhaltung der ihm anvertrauten Lokomotive verlangt werden, insbesondere wenn fast täglich eine andre Lokomotive durch seine Hand läuft.

Das Personal hat bei der Mehrzahl der Bahnen ausschließlich Fahrdienst zu verrichten, keinen Vorbereitungs-

[1]) Proceedings of the American Railway Master Mechanics Association 1904 S. 212.

und Abschlußdienst Die Untersuchung der Lokomotive in allen ihren Teilen vor und nach der Fahrt, das Abölen, die Einnahme von Kohlen und Wasser ist lediglich Sache des Schuppenpersonals, das in dieser Hinsicht auch allein die Verantwortung trägt. Dadurch wird bei gleicher Dienstzeit des Lokomotivpersonals der Fahrdienst wesentlich verlängert und das Durchfahren großer Strecken ohne Personalwechsel ermöglicht. Bei den schwierigen klimatischen Verhältnissen und der mangelhaften Streckenaufsicht in den Vereinigten Staaten, dem langen Fahrdienst und der Größe der Lokomotive ist der Dienst für den Führer wie für den Heizer sehr anstrengend und aufreibend. Um ihn nach Kräften zu erleichtern, ist jede Bequemlichkeit erlaubt. So findet man bei sämtlichen Eisenbahnen ohne Ausnahme, daß der Führer seinen ganzen Dienst sitzend verrichtet, und daß alle von ihm zu bedienenden Vorrichtungen auch dementsprechend angeordnet sind. Dem Heizer liegt ausschließlich die Bedienung des Feuers und weniger hierzu gehöriger Teile ob, wie Schüttelrost, Luftklappen, Rauchverminderungsvorrichtung. Also auch hinsichtlich der Güte und Ausbildung des Personals ist Einfachheit in sämtlichen Teilen und Vermeidung jeder Einrichtung, die an das Denkvermögen oder die Gewissenhaftigkeit irgend welche Ansprüche macht, für eine möglichst wirtschaftliche Ausnutzung der Lokomotive und eine sichere Durchführung des Betriebes nur am Platze.

Das Bestreben, die Lokomotive wirtschaftlich auszunutzen, gibt sich in den Vereinigten Staaten aber nicht allein dadurch kund, daß die monatliche kilometrische Leistung durch Mehrfachbesetzung, Durchfahren langer Strecken und kurze Ruhepausen nach Möglichkeit gesteigert wird, sondern auch dadurch, daß die Dauer der durch Ausbesserungs- und Wiederherstellarbeiten unvermeidlich werdenden Entziehungen der Lokomotive aus dem Dienst möglichst eingeschränkt wird. Dies wird dadurch erreicht, daß zwar wie bei uns die in bestimmten Zwischenräumen wiederkehrenden äußeren und inneren Untersuchungen der Lokomotive in besondern Werkstätten ausgeführt werden, daß aber alle auf der Fahrt durch Brüche, Heißlaufen im Gang- und Triebwerk, Entgleisungen und leichte Zusammenstöße eintretenden Unfälle und Störungen nach Möglichkeit in den nach Muster unsrer Betriebswerkstätten ausgerüsteten Lokomotivschuppen beseitigt werden. Hierher gehört demnach unter anderm das Auswechseln ganzer Triebwerksätze, Flicken gewisser Rahmen- und Rahmenverbindungsbrüche, Flicken und Auswechseln der Bufferbohlen nebst Stoß- und Kupplungsvorrichtungen, Richten von verbogenen Trieb- und Kuppelstangen, Ausbessern und Ersetzen der Kesselbekleidung, Ausbessern des Führerhauses, und was dergleichen mehr ist. Da derartige Wiederherstellarbeiten durchweg unvorhergesehen eintreten, so geht häufig genug bei Zuführung der betreffenden Lokomotive zur Werkstatt eine nicht unbeträchtliche Zeit dadurch verloren, daß die Werkstatt zu dieser Zeit stark belastet ist und mit den Arbeiten deshalb nicht sofort beginnen kann, abgesehen davon, daß durch die Zuführung zu entfernt liegenden Werkstätten — was in den Vereinigten Staaten keine Seltenheit ist — längere Leerfahrten entstehen. Auch der Bestand an »kalter Reserve« wird durch dieses Verfahren herabgedrückt.

Vom Gesichtspunkt der wirtschaftlichen Ausnutzung der Lokomotive ist endlich aber auch — und hiermit kommen wir auf das eingangs betonte Kennzeichnende der amerikanischen Lokomotivausstellung zurück — die ins Riesenhafte gesteigerte Leistungsfähigkeit der Lokomotiven zu verstehen. Nicht der von Jahr zu Jahr zunehmende Verkehr auf große Entfernungen und das beständig wachsende Bedürfnis nach höheren Geschwindigkeiten allein machten die Vergrößerung der Leistungsfähigkeit der Lokomotive zur Notwendigkeit, sondern mehr noch das Bestreben, den zu verschiedenen Jahreszeiten in weiten Grenzen schwankenden Verkehrsansprüchen in möglichst wirtschaftlicher Weise gerecht zu werden.

Berücksichtigt man, daß die Größe des Kessels für die Leistungsfähigkeit der Lokomotive in erster Linie maßgebend ist, und zwar deshalb, weil schon bei verhältnismäßig geringer Mehrbeanspruchung auf die Dauer der Dampfverbrauch erheblich wächst und dementsprechend auch die Dampferzeugung und die Anforderung an den Kessel zunehmen, so ist klar, daß, wenn die Beanspruchung des Lokomotivkessels, wie bei uns allgemein üblich, schon bei gewöhnlicher Leistung der Lokomotive hoch ist, eine geringe Steigerung dieser Leistung genügt, um den Kessel und damit die Lokomotive an die Grenze ihrer Leistungsfähigkeit zu bringen. Die Folge dieses Uebelstandes ist der in jeder Hinsicht zu bemängelnde Vorspanndienst, der denn auch namentlich bei uns in hoher Blüte steht. Daß ein derartiger Betrieb der denkbar unwirtschaftlichste ist, steht außer Zweifel. Denn der hierzu erforderliche Bereitschaftsdienst bedeutet nicht nur eine Vermehrung des Lokomotivparkes, sondern verschlingt sehr beträchtliche Kosten für Brenn- und Schmiermaterial, Lokomotivpersonal und Leerfahrten.

Diesem unwirtschaftlichen Betrieb beugen die Amerikaner in richtiger Erkenntnis der Verhältnisse durch Anordnung eines Kessels vor, der bei gewöhnlichen Leistungen der Lokomotive wenig beansprucht wird (und zwar mit durchschnittlich 3 bis 4 PS für 1 qm Heizfläche) und demgemäß bei gesteigertem Verkehr auch auf die Dauer eine erheblich höhere Belastung verträgt. Auf die günstigen Verhältnisse in dieser Beziehung ist bei Besprechung der Zahlentafel 2 (Z. 1904 S. 1991) gebührend hingewiesen worden. Einzig und allein aus dieser Erwägung, daß die Leistungsfähigkeit des Kessels für die wirtschaftliche Ausnutzung der ganzen Lokomotivmaschine von höchster Bedeutung ist, erklärt sich auch die Tatsache, daß die Amerikaner der Vervollkommnung des Kessels unter möglichster Wahrung der Einfachheit und Betriebsicherheit eine verhältnismäßig größere Aufmerksamkeit geschenkt haben als allen andern Teilen der Lokomotive, zumal die stetige Vergrößerung des Kessels, namentlich der Uebergang von der schmalen, zwischen dem Rahmen eingebauten Feuerbüchse zu der breiten, seitlich über den Rahmen hinausragenden Feuerbüchse, nicht unbeträchtliche Verschiebungen in den durch die Erfahrungen langer Jahre als vorteilhaft erkannten Hauptabmessungen, vor allem aber eine Reihe von Uebelständen gezeitigt hat, deren Beseitigung trotz eingehender Versuche und Erörterungen in den Lokomotivvereinen bislang noch nicht gelungen ist, und welche der noch immer erstrebenswert erscheinenden Vergrößerung der Leistungsfähigkeit ein gebieterisches Halt zurufen. Da diese in der amerikanischen Literatur einen breiten Platz einnehmenden Erörterungen auch für unsern Lokomotivbau von Bedeutung sind, so sei im folgenden kurz das Wichtigste davon wiedergegeben.

Die Zusammenstellung der Hauptabmessungen der amerikanischen Lokomotiven (Zahlentafeln 1 und 2, Z. 1904 S. 1598 und 1691) zeigt, wie schon früher betont worden ist, eine mit Vergrößerung der Leistungsfähigkeit des Kessels zunehmende, auffallende Veränderung in den Verhältnissen der Hauptabmessungen des Lokomotivkessels, namentlich der unmittelbaren zur mittelbaren Heizfläche, der Rostfläche zur gesamten Heizfläche, sowie des freien Querschnittes der Rostfläche zum Gesamtquerschnitt der Heizröhren

Während die älteren Bauarten, ähnlich wie die Lokomotiven unseres Festlandes noch heute, für das Verhältnis der unmittelbaren zur gesamten Heizfläche einen Mittelwert von 10 vH aufweisen, ist dieses Verhältnis bei den Ausstellungslokomotiven auf 5 vH und weniger heruntergegangen. Der Grund ist folgender. Da der Rostfläche durch die Leistungsfähigkeit des Heizers ein für allemal eine obere Grenze gezogen ist, so muß auch die über der Rostfläche aufgebaute Feuerbüchse bald einen Höchstwert erreichen, der nicht überschritten werden kann, trotz aller versuchten Mittel zur Vergrößerung der Heizfläche, wie Vorziehen der vorderen Rohrwand usw. In welcher Weise diese Bestrebungen die ganze Formgebung des amerikanischen Kessels, namentlich der Feuerbüchse, beherrschen, ist in Z. 1904 S. 1690 eingehend begründet worden. Ebenso ist es von geringem Einfluß, ob die Rostfläche breit ist, d. h. seitwärts über den Rahmen hinausragt, oder schmal, d. h. innerhalb des Rahmens liegt. Denn das Herabziehen der schmalen Feuerbüchse innerhalb des Rahmens ist für sich wieder eng begrenzt durch die Anforderungen, die eine sachgemäße Luftzuführung an die Ausbildung des Aschkastens stellt. Selbst wenn die unter der Feuerbüchse gelagerte Achse eine Laufachse

ist, wird der Aschkasten von ihr bei tiefem Herabziehen der Feuerbüchse unzulässig stark durchschnitten. Im übrigen steht nichts im Wege, auch bei breiter Rostfläche die Feuerbüchse durch eine Kröpfung des Rahmens, wie dies bei der $^2/_6$-gekuppelten Schnellzuglokomotive von Henschel & Sohn und bei der $^2/_5$-gekuppelten Schnellzuglokomotive der Chicago, Burlington and Quincy R. R. (Nr. 7) geschehen ist, genügend tief herabzuziehen, falls der Konstrukteur sich von diesem Mittel im gegebenen Falle Vorteile verspricht.

Trotz alledem zeigen selbst die größten amerikanischen Lokomotiven, soweit die Verbrennung bituminöser Weichkohle in Betracht kommt, keine größeren Feuerbüchsheizflächen als 20 qm.

Mit wachsender Kesselheizfläche nimmt also das Verhältnis der mittelbaren zur unmittelbaren Heizfläche immer mehr zugunsten der mittelbaren Heizfläche zu.

Die mittelbare Heizfläche ist nun ihrerseits abhängig von der Zahl, dem Durchmesser und der Länge der Heizröhren. Der äußere Durchmesser der Heizröhren beträgt mit wenigen Ausnahmen 50,8 mm und nur bei solchen von durchschnittlich mehr als 5500 mm Länge 57,2 mm.

Bei Annahme gleicher Heizrohrdurchmesser wäre die mittelbare Heizfläche somit nur abhängig von der Länge und der Anzahl der Heizröhren.

Die Zahl der Heizröhren ist zunächst rein äußerlich begrenzt durch den zulässigen Achsdruck und den Radstand, so zwar, daß unter Voraussetzung eines bestimmten Achsdruckes die Zahl der Heizröhren um so größer sein kann, je kleiner der Radstand ist. Daraus ergibt sich, daß unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei gleicher Entfernung der Heizröhren voneinander, in dem Kessel einer Güterzuglokomotive mehr Heizröhren als in demjenigen einer Schnellzuglokomotive untergebracht werden können. Nach Zahlentafel 1 hat der Kessel der $^2/_5$-gekuppelten Vierzylinderverbund-Schnellzuglokomotive der New York Central and Hudson River R. R. (Nr. 9) bei einem Durchmesser von 1834 mm mit 390 die höchste Anzahl Heizröhren unter den Schnellzuglokomotiven und der Kessel der $^4/_5$-gekuppelten Güterzuglokomotive derselben Bahngesellschaft (Nr. 28) bei einem Kesseldurchmesser von 2032 mm mit 458 die größte Anzahl Heizröhren unter den Güterzuglokomotiven. Dabei ist aber zu berücksichtigen, daß die Lokomotive Nr. 9 einen erheblich größeren Treibachsdruck aufweist als die Lokomotive Nr. 28.

Die beträchtliche Zahl der Heizröhren der amerikanischen Lokomotiven, die bei den neuesten großen Maschinen etwa das Anderthalbfache bis Doppelte der bei unsern Lokomotiven üblichen Heizröhrenzahl beträgt, erklärt sich demnach in erster Linie aus dem hohen Achsdruck der amerikanischen Lokomotiven.

Weiter ist die Zahl der Heizröhren von der Größe des Kesseldurchmessers abhängig, die ihrerseits wieder durch die vorgeschriebene Umgrenzungslinie der Lokomotive bedingt ist. Da anderseits die Größe des Kesseldurchmessers durch die Höhe der Triebräder begrenzt und der Triebraddurchmesser der Güterzuglokomotive kleiner ist als derjenige der Schnellzuglokomotive, so muß die Güterzuglokomotive auch in dieser Hinsicht gegenüber der Schnellzuglokomotive im Vorteil sein. Unter den ausgestellten Schnellzuglokomotiven hatte die $^2/_5$-gekuppelte Schnellzuglokomotive der New York Central and Hudson River R. R. (Nr. 9) den größten Kesseldurchmesser mit 1834 mm und unter den ausgestellten Güterzuglokomotiven die $^6/_6$-gekuppelte Güterzuglokomotive der Baltimore and Ohio R. R. (Nr. 32) den größten Kesseldurchmesser mit 2135 mm.

Die Zahl der Heizröhren ist endlich bei gegebenem Kesseldurchmesser abhängig von dem gegenseitigen Abstand der Heizröhren voneinander, d. h. von der Stegstärke in den Rohrwänden. Je größer in diesem Fall die Anzahl der Heizröhren bei gleichem Durchmesser derselben ist, um so kleiner ist der Abstand der Röhren voneinander, um so mehr wird somit das Aufsteigen der Dampfblasen erschwert, namentlich dort, wo der Kesseldurchmesser, also auch der Weg der aufsteigenden Dampfblasen von den untersten Heizrohrreihen bis zum Dampfsammelraum, groß ist. Die Folge davon ist ungenügender Wasserumlauf mit mangelhafter Verdampfung, die, wie bekannt, in erster Linie von dem Umlauf der Gase und des Wassers zu beiden Seiten der Heizfläche und in nur geringem Maße von der Durchlässigkeit des Metalles abhängig ist. Es wird aber wegen des verzögerten Wasserumlaufs der durch die große Anzahl der Heizröhren bezweckte Vorteil großer Dampfentwicklung nicht nur nicht erreicht, sondern die Heizrohre werden durch gelegentliche starke Erhitzung in den Rohrwänden undicht und lecken, wodurch der Wirkungsgrad des Kessels noch weiter verschlechtert wird.

Während bei älteren Lokomotiven der Abstand der Heizröhren von Außenwand zu Außenwand nur 16 mm und unter Berücksichtigung einer gelegentlichen Kesselsteinschicht von 2 bis 3 mm nur noch 12 bezw. 10 mm beträgt, weisen die neuesten Lokomotiven einen Abstand von 19,1 mm und 22,2 mm auf. Zu kleine Stege sind außerdem nicht selten die Veranlassung zu Brüchen in der Rohrwand.

So haben z. B. die im Jahre 1903 für die Union Pacific R. R. gebauten Schnellzuglokomotiven der Pacific-Type (4-6-2) 328 Heizröhren und die 1904 für dieselbe Bahn von denselben Werken gebauten Lokomotiven dieser Gattung (Nr. 14) bei gleichem Durchmesser des Kessels nur 245 Heizröhren derselben Länge (6100 mm) und desselben Durchmessers. Die gesamte Heizfläche ist dadurch von 390 qm auf 283,7 qm, d. h. um 25 vH verringert. Beide Kessel wiesen bei Versuchsfahrten dieselbe Leistungsfähigkeit auf.

Mit der günstigeren Teilung ist ferner eine Gewichtersparnis verbunden, deren Größe sich wie folgt ermittelt. Ist D der innere Durchmesser der Heizröhre, s ihre Wandstärke und σ das spezifische Gewicht des Heizröhrenmaterials, so verhält sich das Gewicht der Heizröhre zu der durch sie verdrängten Wassermenge wie

$$\pi D s \sigma : \frac{\pi (D + 2s)^2}{4}$$

oder

$$4\sigma : \left[\frac{D}{s} + 4\frac{s}{D} + 4\right].$$

Da σ für schmiedeiserne Heizröhren $= 7{,}5$ und in der Regel $\frac{D}{s} = 20$ ist, so erhält man für das obige Verhältnis den Wert 1,25, d. h. jede Heizröhre ist 25 vH schwerer als der gleiche Rauminhalt Wasser.

Nachdem nach den erwähnten Gesichtspunkten die Zahl der Heizröhren durch den zulässigen Achsdruck, den Radstand der Triebachsen, den Kesseldurchmesser und die Teilung der Heizröhren festgelegt ist, bleibt für die Bestimmung der mittelbaren Heizfläche nur noch die Länge der Heizröhren übrig.

Die Länge der Heizröhren ist gegen früher ganz erheblich gewachsen. Sie wird, abgesehen von der Anforderung, die die Größe der Heizfläche an sie stellt, schon durch die Zahl der Triebachsen überall dort bedingt, wo die Rostfläche seitlich über den Rahmen hinausragt, die Triebachsen somit sämtlich vor der Feuerbüchse liegen müssen. Dies bezieht sich im allgemeinen nicht so sehr auf die Güterzuglokomotiven, da bei der Mehrzahl der Lokomotiven dieser Gattung die hinterste Achse eine Treibachse, die Verteilung der Treibachsen unter dem Kessel somit von der Bauweise der Rostfläche unabhängig ist. Dagegen sind für die Heizrohrlänge bei den Personen- und Schnellzuglokomotiven mit breiter Rostfläche in erster Linie die Zahl und der Durchmesser der vor der Feuerbüchse gelegenen Triebachsen maßgebend. Daraus ergeben sich für Schnellzuglokomotiven mit zwei Triebachsen Längen von 4800 bis 5000 mm, für solche mit drei Triebachsen bis zu 6100 mm.

Heizröhrenlängen, die von den genannten Werten erheblich abweichen, werden bei gegebener Kesselheizfläche lediglich durch die Zahl der Heizröhren bestimmt, die nach Maßgabe der oben erörterten Punkte im Kessel untergebracht werden kann. Unter diesen Bedingungen bewegt sich die Länge der Heizröhren bei den neueren Güterzuglokomotiven zwischen 4200 und 4800 mm und steigt nur bei den schwersten Lokomotiven (Nr. 29 und 30) auf 6080 mm bezw. 6400 mm.

Darüber, ob derartigen Längen Bedenken entgegenstehen, können nur wissenschaftlich geführte Versuche auf einem

ortfesten Prüffeld einwandfreie Auskunft geben. Derartige Versuche liegen weder bei uns noch in Amerika vor. Die Versuche, welche von A. Henry auf der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn 1885 bis 1890 zur Bestimmung der nutzbaren Länge der Heizröhren vom Standpunkt der Verdampfung aus gemacht worden sind, können auf die amerikanischen Verhältnisse keine Anwendung finden, da bei diesen Versuchen die stündliche Verbrennung sowie die Luftverdünnung in der Rauchkammer erheblich geringer waren als bei den heutigen amerikanischen Lokomotiven. Bei einer doppelt so hohen Verbrennung kann selbstverständlich die Länge der Heizröhren erheblich größer sein, als die französischen Versuche ergeben haben.

An und für sich steht nichts im Wege, über die bisher üblichen Längen von 4800 bis 5000 mm noch hinauszugehen, da die in den Rauchkammern dieser Kessel gemessenen Temperaturen erheblich größer sind als diejenige des Kesseldampfes, Wärme somit an das Kesselwasser unter allen Umständen noch abgegeben werden kann. Eine andre Frage ist allerdings die, ob der verhältnismäßig geringe Gewinn an Dampf durch die Verlängerung der Heizröhren die dadurch bedingte Erhöhung des Gewichtes der Lokomotive rechtfertigt, um so mehr, als mit der Länge des Kessels die abkühlende Oberfläche und mit der Länge der Heizröhren der Durchzugwiderstand der Gase wächst, die Luftverdünnung in der Rauchkammer somit für gleiche Feueranfachung auf der Rostfläche erhöht werden muß, wodurch anderseits wieder der Gegendruck auf die Dampfkolben zunimmt und die Leistung der Dampfmaschine herabgedrückt wird.

Um diesem Uebelstande beizukommen, erhalten Heizröhren von mehr als 5500 mm Länge auch in Amerika einen erhöhten Durchmesser, und zwar 57,2 mm. Bei gleicher Teilung der Rohre werden dadurch allerdings die Abstände der Außenwände der Heizröhren voneinander und damit aus den oben schon erwähnten Gründen die Verdampfung verringert. Umgekehrt wird bei gleicher Stegstärke zwischen den Heizröhren die Zahl der Heizröhren und damit die Heizfläche verkleinert, so daß, um gleiche Leistung des Kessels zu erzielen, die stündliche Verbrennung auf dem Rost erhöht werden muß. Hiermit ist aber gerade bei großen Rostflächen, die hier allein in Betracht kommen, der Nachteil verbunden, daß der Heizer eher an die Grenze seiner Leistungsfähigkeit gelangt und durch ungleichmäßige Beschickung der Rostfläche den Wirkungsgrad des Kessels herabzieht.

Man erkennt, wie sehr die einzelnen Größen voneinander abhängig sind und wie schwierig es ist, die richtigen Abmessungen zu treffen.

Auch die Vermehrung der mittelbaren Heizfläche kann sonach nicht ins Unbegrenzte ausgedehnt werden; sie ist vielmehr nach dem Gesagten von dem zulässigen Achsdruck, d. h. vom Oberbau und der lichten Umgrenzungslinie, abhängig. Immerhin sind ihr erheblich weitere Grenzen gesteckt als der unmittelbaren Heizfläche, wie ja auch die Werte der Zahlentafel 1 zur Genüge erkennen lassen. Lediglich in dieser Tatsache sind somit die großen Verschiebungen in den gegenseitigen Verhältnissen der Hauptabmessungen zueinander begründet.

Es lag demnach nahe, durch geeignete Versuchsfahrten zu ermitteln, ob die auf Grund günstiger jahrelanger Erfahrungen im Betriebe festgelegten Regeln für die Wahl der Hauptabmessungen der Kessel kleinerer Lokomotiven auf die gewaltigen Kessel der Neuzeit keine Anwendung mehr zuließen, mit andern Worten, ob die durch den Zwang der Verhältnisse erfolgten Veränderungen in den Hauptabmessungen der großen Kessel die Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit dieser Kessel nicht ungünstig beeinflußten.

Versuchsfahrten, die zu diesem Zweck von einem Sonderausschuß der American Railway Master Mechanics' Association 1903 und 1904 veranstaltet worden sind, bestätigten zunächst die schon durch die Versuche von Professor Goß auf dem Lokomotivprüffeld der Purdue-Universität gewonnenen Ergebnisse.

Gleiche Kesselheizfläche für gleiche Leistung der Lokomotive vorausgesetzt, erfordert die kleinere Rostfläche größere stündliche Verbrennung auf 1 qm als die große Rostfläche. Demgemäß ist auch die Temperatur auf der kleinen Rostfläche höher als auf der großen. Im allgemeinen kann man sagen, daß bei niedriger stündlicher Verbrennung auf großen Rostflächen mehr überschüssige Luft durch die Rostfläche eingesaugt wird als bei hoher Verbrennung auf kleiner Rostfläche. Daraus ergibt sich zunächst ein Vorteil für die kleine Rostfläche insofern, als die Zahl der den Gasen zur Erwärmung der überschüssigen Luft auf die Verbrennungstemperatur entzogenen Wärmeeinheiten kleiner ist. Da aber anderseits der zur Erzeugung der erforderlichen Luftverdünnung notwendige Zug bei hoher stündlicher Verbrennung infolge des größeren Druckunterschiedes ober- und unterhalb der Rostfläche größer sein muß, so sind auch die Verluste durch Ueberreißen von Zinder in die Rauchkammer und in den Schornstein bedeutender als bei großer Rostfläche mit niedriger Verbrennung. Die hohe Verbrennungstemperatur auf kleinen Rostflächen bedingt endlich bis zu einem gewissen Grade große Kesselheizfläche, damit die hohe Verbrennungstemperatur der Heizgase genügend ausgenutzt wird, da andernfalls weitere Verluste durch die zu hohe Austrittstemperatur der Gase in der Rauchkammer entstehen.

Im übrigen ergab sich aus den erwähnten Versuchsfahrten des Sonderausschusses, daß ein Lokomotivkessel der alten Bauart, d. h. mit kleiner Rostfläche und großem Wert für das Verhältnis zwischen Heizfläche und Rostfläche (82,5), denselben Wirkungsgrad erreichen kann wie ein Kessel mit großer Heizfläche, wenn nur die Gesamtheizfläche genügend groß ist. In diesem Fall ist die Verbrennungstemperatur hoch, da bei genügender Luftzufuhr anderseits eben nur so viel Luft eintritt, wie für eine vollständige Verbrennung der Kohle nötig ist. Ein großer Teil der erzeugten Wärme wird in der Feuerkiste selbst ausgenutzt, der übrige Teil von den Heizröhren vollends verbraucht, so daß die Heizgase beim Eintritt in die Rauchkammer hinreichend abgekühlt sind. Außerdem ist der Querschnitt der Heizröhren gegenüber dem freien Querschnitt der Rostfläche groß, so daß der Durchzug der Heizgase von der Feuerbüchse nach der Rauchkammer wenig gehindert ist.

Haben derartige Kessel jedoch eine Heizfläche, die nicht genügend groß ist, so kann, wie die Versuche gezeigt haben, das Verhältnis zwischen unmittelbarer und mittelbarer Heizfläche noch so günstig sein, ohne daß deshalb der Wirkungsgrad eines Kessels mit großer Rostfläche und kleinem Verhältnis zwischen unmittelbarer und mittelbarer Heizfläche erreicht wird.

Die Abmessungen der beiden Vergleichslokomotiven der Consolidation-Type mit Zwillingswirkung waren folgende:

Zylinder		Trieb-rad-durchmeser	Heizröhren		Gewicht		Kessel-druck	Heizfläche			Rost-fläche
Dmr.	Hub		Zahl	Länge	Triebachsen-	Gesamt-		Feuerbüchse	Heizröhren	Gesam -	
mm	mm	mm		mm	t	t	at	qm	qm	qm	qm
533	762	1422	268	4420	67,0	75,2	14	19,55	240	259,55	3,5
533	762	1422	273	4420	71,7	79,5	14	16,75	249	265,75	5,1

Der bessere Wirkungsgrad der zweiten Lokomotive bei gleicher Dampfmaschinenleistung war in erster Linie wohl auf Rechnung der großen Rostfläche zu setzen, die bei gleichem Dampfverbrauch eine geringere Verbrennung für die Flächeneinheit bedingt, somit bei geringerer Temperatur der Heizgase eine bessere Ausnutzung ihrer Wärme zur Folge hat und einen geringeren Prozentsatz an Lösche nach der Rauchkammer durchreißt. Außerdem arbeitet die Lokomotive mit kleinerer Rostfläche auch hinsichtlich der Dampfmaschine ungünstiger als die andre Lokomotive, da die für die hohe stündliche Verbrennung erforderliche große Luft-

verdünnung in der Rauchkammer einen vermehrten Gegendruck auf die Dampfkolben bedingt.

Derselbe hohe Wirkungsgrad wird auf Grund der Versuche bei Kesseln mit großer Heizfläche, breiter Rostfläche und kleinem Verhältnis zwischen unmittelbarer und mittelbarer Heizfläche erreicht. Der Wirkungsgrad wird um so günstiger, je größer dabei die Heizfläche der Siederohre ist, je mehr somit die auf der Rostfläche erzeugten Temperaturen der Heizgase auf ihrem Wege zur Rauchkammer ausgenutzt werden. Mit der Vergrößerung der Heizfläche nimmt natürlich — wenn man für die gleiche Rostfläche gleiche Leistung der Lokomotive fordert — auch die Beanspruchung des Kessels ab, was für die Dampfentwicklung von weiterem Vorteil ist.

(Schluß folgt.)

Anker- und Kettenprüfmaschine,

gebaut von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

Die Schiffsanker und Schiffsketten werden eingehend auf ihre Widerstandsfähigkeit untersucht, bevor sie von den Klassifikationsgesellschaften (Germanischer Lloyd, Lloyds Register of British and Foreign Shipping, Bureau Veritas und andern) zugelassen werden. Dabei haben die einzelnen Gesellschaften besondere Vorschriften. Die im folgenden beschriebene Maschine, Fig. 1, dient zum Prüfen von schweren Ketten und von Ankern bis zu den größten Abmessungen und entspricht in allen Einzelheiten den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften. Sie besteht aus folgenden drei Hauptteilen: einem etwa 30 m langen Rahmen, der den zu prüfenden Gegenstand aufnimmt, den Druckwasserzylindern[1]) F nebst Zubehör, Fig. 2 und 3, mittels deren die nötige Zugkraft ausgeübt wird, und der am andern Ende des Rahmens angeordneten Laufgewichtwage, welche die jeweilige Belastung angibt[2]).

Fig. 1. Prüfmaschine von 150000 kg Zugkraft.

Der Rahmen, der am Vorderende zur Aufnahme der breiten Anker stark erweitert ist, besteht aus drei schweren Querstücken aus Stahlguß A, B, C und zwei seitlich liegenden gußeisernen Säulen D, mittels deren die Querstücke verbunden und gegeneinander abgestützt sind. Die Verbreiterung vorn und die Einspannvorrichtung für die Anker sind eine der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff eigene Konstruktion, welche den Vorteil hat, daß man auf einer und derselben Maschine ohne große Umänderungen sowohl Anker als auch Ketten prüfen kann, was sich durchaus bewährt hat. Die Kette geht beim Versuch durch die beiden mittleren Querstücke A, B, die entsprechend ausgespart sind, hindurch; nur bei gewissen weniger genauen Vorversuchen an Ketten, wobei die Wage nicht zur Anwendung kommt, wird sie in den bei B angeordneten Spannklauen eingespannt; die jeweilige Belastung wird in diesem Fall an dem in den Zylindern erreichten Wasserdruck, der mittels der Wage stets nachgeprüft werden kann, gemessen. Das vordere Querstück C dient zur Lagerung der Hauptachse a[1]), die die gesamte Belastung aufzunehmen hat, und enthält eine Oeffnung, durch die der große zur Wage überleitende Hauptübertragungshebel b hindurchtritt. Vermöge der zwischen den Querstücken angeordneten Säulen D wird der gewaltige auftretende Zug durch einen in sich geschlossenen Rahmen aufgenommen, und das Querstück C hat nur ein verhältnismäßig kleines Kippmoment auszuhalten, das durch den Abstand des ersten Schneidenpaares bedingt ist und vom Fundament aufgenommen werden muß. Das Querstück C ist daher mit dem Fundament fest verbunden, während die Lagerung aller übrigen Maschinenteile der Ausdehnung der Säulen D durch die Wärme nachgibt. Die Säulen sind nämlich aus etwa 2 m langen Flanschrohren zusammengeschraubt und haben bei den Verschraubungen kräftige angegossene Füße, mittels deren sie auf dem Fundament gleitend verankert sind, so daß die Knicklänge nur gleich der Rohrlänge ist.

Der Hauptübertragungshebel b ist aus einem Stück Stahl

[1]) Derartige Maschinen können mit einem oder zwei Druckwasserzylindern ausgerüstet sein.

[2]) In der folgenden Beschreibung ist als Vorderende der Maschine das der Wage zugekehrte bezeichnet.

[1]) Unter Achsen sind diejenigen Konstruktionsglieder verstanden, welche Träger von Schneiden sind.

geschmiedet und trägt die beiden ersten Hauptachsen *a* und *c*. An der kleineren *c* greift die Prüfkraft an, die bestrebt ist, den Hebel *b* um die Schneide der großen Hauptachse *a* zu drehen, was jedoch durch das am andern Ende des Hebels senkrecht zur bisherigen Kraftrichtung angreifende Gehänge *d* verhindert wird. Die Hauptachse *a* ist angenähert in die Richtung der Resultierenden der beiden andern Schneidenkräfte gelegt. Außer den die wagerechte Kraft aufnehmenden Schneiden, die höchstens mit 200 kg pro mm Länge beansprucht sind, hat die Hauptachse in der Verlängerung der Schneidenlinie an beiden Seiten weitere, jedoch lotrecht gestellte, kleinere Schneiden *e*, die den Zweck haben, die Achse zu tragen und stets in der richtigen Lage zu halten. Um zu verhüten, daß der ganze Hebel infolge des gewaltigen beim Bruche der Probe entstehenden Schlages aus den Pfannen springt oder sich abhebt, sind an der Vorderseite des Querstückes *C* seitlich zwei Böcke *f* aus Stahlguß mit Holzbuffern angeschraubt, die sich an den Rücken der Hauptachse anlegen und den Rückstoß aufnehmen. An den Schneiden der andern Achse greifen zu beiden Seiten des

Die zu prüfende Kette wird zum Einspannen zwischen den beiden Klauen durchgezogen, so daß ein flaches Glied gerade vor deren Kopfflächen liegt; dann werden die Klauen um ihre Bolzen nach innen gedreht, so daß sich die Enden einander nähern und das flache Glied sich beim Zurückziehen der Kette auf die Klauen stützt. Diese Art der Einspannung hat sich in vielen Ausführungen für die verschiedensten Kettenabmessungen durchaus bewährt. Die Klauen im Querstück *B* und im Kolbenquerschnitt sind ebenso ausgeführt. Ihre Zapfen sind dabei unmittelbar im Gußstück gelagert.

Auf dem wagerechten Tragbolzen *n* sitzen schließlich noch innen zwischen den Hauptgehängen zwei drehbare Hakengehänge *o*, deren Pfannen nach hinten zu liegen. Für gewöhnlich hängen sie nach unten und ruhen auf Anschlägen; nur wenn die Maschine bezüglich ihrer Genauigkeit nachgeprüft werden soll, werden sie in die wagerechte Lage gebracht, und der Kontrollhebel *G* wird mit seiner unteren Achse in sie eingelegt. Es ist dies ein großer Winkelhebel, dessen einer Arm in das genannte Hakengehänge

Fig. 2 und 3.

Hauptübertragungshebels gewöhnliche Zuglaschen *g* an, die an ihrem hinteren Ende einen schweren Bolzen *n* zur Verbindung mit der Spannvorrichtung und mit den Gehängen der Kontrollwage aufnehmen. Auf den Außenenden dieses Bolzens sitzen gabelartig gestaltete Schmiedestücke *h*, die mittels senkrechter Bolzen ein dreieckiges, doppelt ausgeführtes Zwischenstück *i* mit einer weiteren senkrechten Bohrung tragen. Zwischen den Gabelästen befinden sich auf den erwähnten Bolzen die drehbaren Klauen *k* zum Einspannen der Ketten. Das Zwischenstück hat an den Seiten kleine senkrechte Schneiden *l*, in denen es mittels Kreuzgehänges vollkommen beweglich an den seitlich stehenden Böcken *m* aufgehängt ist. Da die hier auftretende Bewegung nur sehr gering ist, weil der rd. 50 mm betragende Ausschlag des Laufgewichtbalkens in der Längsrichtung mit dem Uebersetzungsverhältnis der ganzen Wage von $(1:100) \times (60:3300) = 1:5500$ vermindert auftritt, und weil anderseits die seitlichen Verschiebungen infolge einseitiger Einspannung oder etwaigen Längens bei der großen Zugkraft kaum merklich werden, so ist durch die Aufhängung die genaue Lage in der Maschinenachse gesichert. Die Klauen *k* sind aus Stahl geschmiedet und haben etwa die Form von sehr großen und breiten Sperrklinken, mit denen sie auch in der Wirkungsweise durchaus zu vergleichen sind. An der greifenden Kopffläche sind Aushöhlungen ausgearbeitet, in die sich das festzuhaltende Kettenglied hineinlegt.

eingreift, während der andre mit geeichten Gewichten belastet wird. Um die Gewichte bequem anbringen zu können, ist am oberen Hebelarm ein langer, beiderseitig weit über die Wage hinausragender Balken *H* aus U-Eisen angebracht, der an seinen Enden die üblichen, dicht über dem Boden schwebenden Wagschalen und außerdem zwei einfache gußeiserne Schiebegewichte *p* zum Ausbalanzieren der Schalen vor dem Belasten trägt. Da es zu umständlich wäre, auf diese Weise einen Zug von 150000 kg in die Maschine zu bringen, benutzt man nur das später beschriebene, auf ein Zwanzigstel verminderte kleine Laufgewicht an der Wage, so daß man auch nur einen ganz geringen Teil der Belastung nötig hat, um die Wage über die ganze Teilung für das Laufgewicht nachzuprüfen.

Die bisher beschriebenen Teile der Einspannvorrichtung genügen zur Prüfung der Ketten, während für die der Anker noch einige weitere hinzukommen. In der erwähnten dritten Bohrung des Zwischenstückes *i* findet nämlich ein Bolzen *q* Aufnahme, der zum bequemen Herausnehmen mit einem Ring versehen ist. Er trägt ein weiteres, jedoch einfach ausgeführtes Dreieckstück *r* mit zwei senkrechten Bolzen, an denen in vier Laschen *s* das Ankerquerstück *t* hängt. In diesem sind für die beiden Laschenbolzen, der verschiedenen Größe der Anker entsprechend, mehrere Bohrungen vorgesehen, von denen immer die den Ankerschaufeln

zunächst liegenden benutzt werden, damit das Querstück so wenig ungünstig wie möglich beansprucht wird. Wie das Zwischenstück *i* ist das Ankerquerstück *t* ebenfalls an seitlichen Böcken in Kreuzgehängen aufgehängt; diese sind jedoch so eingerichtet, daß sie leicht entfernt werden können. Auf dem Querstück ist eine Klemmvorrichtung *u* für die Anker befestigt, mittels deren sie in die richtige Lage gebracht und darin festgehalten werden. Wie weit nämlich bei der Probe die Schaufeln unter das Querstück greifen müssen, ist genau vorgeschrieben. Die Klemmvorrichtung besteht aus einer gelenkigen Gabel, zwischen deren mit Gewinde versehene Aeste der Ankerschaft gelegt wird, wobei mittels verschiedener einzuschiebender Zwischenlagen der richtige Abstand vom Querstück eingestellt wird. Die Gabel wird durch ein lagerdeckelartiges Flacheisen geschlossen.

Die Kraft für die Prüfung wird, wie eingangs erwähnt, in einem oder zwei Druckwasserzylindern *F* erzeugt, die aus Stahlguß hergestellt und meist einfachwirkend sind; zum Zurückziehen ist ein besonderer Gegendruckzylinder oder dergleichen vorgesehen. Die Zylinder zeigen normale Konstruktion; sie haben angegossene Füße, mit denen sie auf dem gemeinsamen Grundrahmen stehen, und ihr Boden ist mit einem starken Flansch versehen, mittels dessen sie am hinteren Querstück *A* verschraubt sind. Die Kolben sind am hinteren Ende durch ein schweres Querhaupt *E* verbunden, das auf beiden Seiten kreuzkopfartig am Grundrahmen geführt ist. Im Querhaupt *A* sind die Kettenklauen in derselben Weise, wie oben beschrieben, angeordnet. Die Zylinder sind mit Manometer und einstellbarem Sicherheitsventil versehen, durch das verhütet wird, daß bei Reckproben eine höhere Kraft als die beabsichtigte entsteht. Sie werden in der üblichen Weise durch je ein gemeinschaftliches Einström- und Ablaßventil gesteuert, die von der Wage aus bedient werden können.

Die Wage am andern Ende der Maschine ist eine Laufgewichtwage mit Ober- und Unterbalken. Das Gestell besteht aus zwei gußeisernen Böcken *J* und *K*, die auf gemeinsamer Grundplatte befestigt sind. In ihnen sind die Pfannen für die beiden Hebel gelagert. Der der Maschine zugekehrte Bock *J* hat eine schlitzartige Aussparung, die das Vorderende des großen Hauptübertragungshebels *b* bis dicht an den vorderen Bock *K* durchtreten läßt. Die Schneidenkraft wird durch ein normales Gehänge *d* auf den Unterbalken *v* übertragen, der sein festes Auflager im vorderen Bock findet und die Kraft mittels eines weiteren Gehänges auf den Oberbalken *w* überleitet. Der Oberbalken ist von der für Materialprüfmaschinen üblichen Form und trägt eine auf der Maschine geschnittene Teilung, über die ein Laufgewicht *x* mit Nonius gleitet. Auf seinem andern Ende sitzen das Gegengewicht und ein kleines verschiebbares Tariergewicht. Am Laufgewicht selbst ist eine Flachgewindemutter befestigt, an der das Gewicht mittels der Spindel *y*, die am Oberbalken drehbar gelagert ist, verschoben wird. Ihre Drehung erhält die Spindel von einer am Gestell gelagerten festen Welle *z* durch ein Stirnräderpaar. Die Zahnräder sind so angeordnet, daß ihre Eingriffstelle genau in der Verlängerung der Schneiden des Oberbalkens liegt, so daß das Ergebnis der Wägung durch die Drehung der Spindeln nicht beeinflußt werden kann und die Räder stets richtigen Eingriff haben, da der Ausschlag der am Wagebalken *w* gelagerten und mit ihm schwingenden Spindel *y* an dieser Stelle praktisch gleich null ist. Auf der Antriebwelle *z* befindet sich eine zweiteilige Magnetkupplung, durch welche die Welle je nach Bedarf mit der einen oder andern von zwei in entgegengesetztem Sinne umlaufenden Schnurscheiben gekuppelt wird. Das geschieht durch kleine Elektromagnete im Mittelstück, deren Stromkreis durch das Auf- und Niederschwingen des Wagebalkens geschlossen oder unterbrochen wird. Wenn der auf dem Balken befindliche Kontakt oben anliegt, schiebt die Spindel das Laufgewicht so lange hinaus, bis der Balken sich neigt und den Strom unterbricht, und umgekehrt.

Die Geschwindigkeit des Laufgewichtes ändert sich während der Versuche und ist von Hand durch den Beobachtenden zu regeln, indem er mittels eines Hebels die kleine Scheibe eines vor die Schnurläufe geschalteten Reibungsvorgeleges verschiebt. Das letztere erhält seinen Antrieb von einer Transmission oder einem besondern kleinen Motor.

Das Laufgewicht ist so eingerichtet, daß man ohne besondere Vorkehrungen genau $^{19}/_{20}$ des Gewichtes in einem Stück abnehmen kann, ohne daß der Antriebmechanismus und die Ablesestelle dadurch beeinflußt werden. Hierdurch wird erreicht, daß man mit dem noch auf dem Wagebalken bleibenden Zwanzigstel kleinere Probestücke bis auf ein Zwanzigstel Bruchteil der bisherigen Einheit, d. h. 20 mal so genau, prüfen kann. Die Genauigkeit der Maschine wird ebenfalls nur mit dem kleinen Laufgewicht, wie bereits erwähnt, nachgeprüft.

Die Prüfung eines Ankers geht nun folgendermaßen vor sich: Die Muttern der Kreuzgehänge an dem Ankerquerstück werden gelöst, und das Querstück wird dadurch auf ein Auflager hinabgelassen, so daß bei unvorsichtigem Einlegen des Ankers — ohne Stöße wird es wohl überhaupt nicht dabei abgehen — die Schneiden nicht leiden. Dann wird der Anker mit dem Schaft nach den Druckzylindern gerichtet, mittels eines Kranes in die Gabel *u* auf dem Querstück gelegt und vermöge der Zwischenlagen in die richtige Stellung gebracht, d. h. so, daß seine Arme in der richtigen Winkellage stehen und um das vorgeschriebene Maß unter das Querstück ragen. Das Ende des Schaftes wird dabei durch ein Stück Holz oder dergl. gestützt, so daß die Mitte des Schäkelbolzens fast in die Achse der Maschine fällt und das Ende des Schaftes sich von der Unterlage abhebt, sobald die Zugkraft wirkt. In der richtigen Lage wird der Anker durch den aufgeschraubten Deckel der Gabel festgeklemmt und das Querstück durch Anziehen der Muttern an den Kreuzgehängen wieder in die Prüflage gebracht. Nunmehr wird eine schwere Zugkette in den Schäkel des Ankers eingehängt und am Ende im Zylinderquerhaupt eingespannt; nachdem sie straff gezogen ist, kann der Versuch beginnen.

Wenn bereits ein gewisser Zug auf den Anker wirkt, so daß er seine Lage nicht mehr ändern kann, wird die Klemmvorrichtung wieder gelöst, so daß keinerlei Beeinflussung durch eine etwaige Biegung des Schaftes eintreten kann. Für den Versuch kann man nun entweder das Laufgewicht vorher auf die vorgeschriebene Probebelastung einstellen und so lange Druckwasser in die Zylinder pressen, bis die Wage einspielt, oder aber man folgt mit dem Laufgewicht der wachsenden Belastung. Der letztere Weg muß natürlich bei allen den Versuchen eingeschlagen werden, die bis zum Bruch der Probe durchgeführt werden. Die Anker werden durchweg nur bis zu der für die verschiedenen Gewichte vorgeschriebenen Belastung geprüft, wobei irgend welche ungünstigen Veränderungen nicht beobachtet werden dürfen.

Bei schweren Ketten begnügt man sich mit einem derartigen, Reckprobe genannten Versuche allein nicht, sondern nimmt vorher aus je 25 m Kettenlänge ein Stück von drei Gliedern heraus, um es der Bruchprobe zu unterwerfen. Für die Kettenproben wird das Ankerquerstück mit seinen Gehängen und Zugstangen nebst dem daran befindlichen Zwischenstück mittels eines Kranes abgenommen, dann die Gehängemuttern gelöst und der große Bolzen *q*, der die Verbindung mit dem doppelten Dreieckstück *r* bildet, an seinem Ringe herausgezogen ist. Die Ketten werden im übrigen ganz wie die Anker geprüft; es ist jedoch meist vorgeschrieben, daß die Belastung nur langsam und in bestimmten Stufen zunehmen darf. Für die Bruchprobe wird wie bei den Ankern eine schwere Zugkette benutzt.

Fig. 1 zeigt eine Prüfmaschine von 150000 kg Zugkraft, die auf den Kettenwerken der von Helldorf & Otto Rothart in Brück (Kärnten) seit einigen Jahren in Betrieb ist und sich in jeder Beziehung gut bewährt hat. Sie ist von einem Ausschuß von Lloyds Register of British and Foreign Shipping genau geprüft und von dieser Gesellschaft für alle amtlichen Prüfungen anerkannt worden. Die Maschinen finden bis zu einer Zugkraft von 300000 kg Anwendung.

Einiges über Trockenanlagen.

Von **Karl Reyscher**, Bielefeld.

In seinem Buche »Das Trocknen mit Luft und Dampf«[1]) hat E. **Hausbrand** die Vorgänge beim Trocknen eingehend behandelt und für den Gebrauch Zahlentafeln berechnet, nach denen man die Verhältnisse einer Trockenanlage bestimmen kann.

Die Abhandlung von Otto H. **Mueller** über Rückkühlanlagen in dieser Zeitschrift 1905 Heft 1 hat mich zu dem Versuch angeregt, die dort gewählte Darstellungsform auf Trockenanlagen zu übertragen, um damit eine leichte Uebersicht über die Vorzüge dieser oder jener Anlage zu gewinnen.

Betrachten wir zunächst die Vorgänge in der üblichen Trockenstube, wovon eine Anordnung in Fig. 1 und 2 dargestellt ist. Bei A, Fig. 2, tritt die Luft von außen ein, streicht an einer Heizvorrichtung H, von welcher hier angenommen werden soll, daß sie mit direktem Dampf betrieben werde, vorbei, tritt dann in den Trockenraum T, wobei sie in Berührung mit dem Trockengute kommt, und verläßt diesen wieder durch Kanäle C, die in der der Heizung gegenüberliegenden Wand angebracht sind. Ob die Bewegung der Luft durch natürlichen Zug, Ventilation oder Dampfstrahlgebläse hervorgerufen wird, ist für die nachstehende Betrachtung gleichgültig.

Fig. 1 und 2. Trockenstube.

Da wir nicht reine Luft, sondern Luft, die auch Wasserdampf enthält, benutzen, so soll dieses Gemisch der Kürze halber mit Atmosphäre bezeichnet werden.

Die Atmosphäre vertritt nun einen bestimmten Wärmewert, der von ihrer Temperatur und ihrem Sättigungsgrad abhängig ist. Fig. 3 stellt diese Werte durch die Schaulinie EF für mit Wasserdampf gesättigte Luft dar, während die im gleichen Sinne verlaufenden, mit 90, 80 usw. bezeichneten Linien den Wärmewert der Atmosphäre bei 90 vH, bei 80 vH usw. Sättigungsgrad angeben. Die Linie OD gibt das Dampfgewicht, das in 1 kg mit Wasserdampf gesättigter Luft enthalten ist, an. Außerdem sind noch die Linien AB und AC eingetragen, welche die Volumen der trocknen und der gesättigten Luft für 1 kg angeben. Man beachte die verschiedenen Maßstäbe.

[1]) s. Z. 1900 S. 320.

In Fig. 4 ist für die Temperaturen unter 35° C die Schaulinie in vergrößertem Maßstab gezeichnet, um noch mit einiger Genauigkeit die kleineren Werte ablesen zu können.

Verfolgen wir zunächst die Zustandsänderungen, die in der vorher beschriebenen Trockenstube auftreten.

Drückt man den Wärmewert der eintretenden Atmosphäre durch die Linie ab, Fig. 2, aus und teilt diese der Anzahl der Rohre entsprechend in 3 Teile, von denen jeder wieder in den Wert der Luft- und den Wert der Dampfwärme zerfällt, so nimmt jeder Teil aus dem Heizrohr eine Wärmemenge ef auf. Diese Wärmemenge erhöht die Temperatur der Atmosphäre, indem sie die Luft nach dem Gesetze $0{,}2375\,(t_h - t_a)$, den Wasserdampf nach dem Gesetze $0{,}475\,(t_h - t_a)$ erwärmt, unter t_a die Anfangstemperatur, unter t_h die heißeste Temperatur im Heizraume verstanden. Haben wir es z. B. mit 1 kg 15° warmer Luft zu tun, die mit 60 vH gesättigt sei, so enthält sie, wie Fig. 4 zeigt, $0{,}0105 \cdot 0{,}6$ kg Wasserdampf. Die Erhöhung des Wärmewertes der Luft verhält sich also zur Erhöhung des Wärmewertes des Wasserdampfes wie $\frac{0{,}2375}{0{,}0105 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}475}$; letztere ist demnach nur ganz unbedeutend und kann im nachstehenden vernachlässigt werden. Aus dem Heizraum tritt die Atmosphäre in den Trockenraum, und hier setzt sich die Luftwärme in Dampfwärme um, wodurch sich die Temperatur der Atmosphäre ermäßigt. Letztere werde bei ihrem Austritt aus dem Trockenraum mit t_e bezeichnet. Mit Hülfe der Schaulinie läßt sich nun t_e oder t_h leicht bestimmen, wenn jeweils die eine Größe bekannt ist. Sind z. B. die Anfangstemperatur t_a mit 15° und der Sättigungsgrad der Atmosphäre mit 60 vH bestimmt worden, außerdem die höchste Temperatur im Trockenraum mit 70° zulässig, dann zieht man von Punkt a, Fig. 3, eine Parallele zur OL-Linie nach Punkt b, und von b eine Parallele zur OG-Linie. Diese schneidet die 100 vH-Sättigungslinie bei c, die 80 vH-Sättigungslinie bei d usw. Die zugehörigen Temperaturen betragen 26,5° und 29°. Die Gesamtwärme der austretenden Atmosphäre bleibt immer dieselbe, aber die Dampfwärme steigt, je mehr die volle Sättigung erreicht wird. Das heißt: je gesättigter die Atmosphäre den Trockenraum verläßt, um so mehr ist die zugeführte Wärme ausgenutzt.

Die vorbeschriebenen Vorgänge gelten für den Beharrungszustand. Beim Beginn des Trockenprozesses, d. h. wenn die Trockenstube mit frischem Gute gefüllt ist, dient die Wärme der mit einer Temperatur von 70° in den Trockenraum eintretenden Atmosphäre zunächst zur Erwärmung des Trockengutes und nur zum Teil zur Verdampfung. Die Temperatur der austretenden Atmosphäre steigt erst nach und nach, bis sie die vorher gefundene, der Erwärmung auf 70° entsprechende Austrittstemperatur von 29° bei 80 vH Sättigung erreicht hat. Am Schlusse des Trockenprozesses, nachdem die Heizvorrichtung abgestellt ist, tritt der umgekehrte Vorgang ein. Die vom Trockengut aufgenommene Wärme wird wieder abgegeben, und zwar solange, bis die

Fig. 3.

Temperatur auf die ursprüngliche gesunken ist. Dabei treten Verluste ein, da man den Trockenvorgang nicht so leiten kann, daß ein vollständiger Ausgleich stattfindet. Aber es ist ja auch nur der Zweck dieser Untersuchung, das Mindestmaß des Wärmeaufwandes festzustellen und die Verluste, die der Berechnung zugänglich sind, anzuführen.

Zu letzteren gehört auch der Verlust, der dadurch entsteht, daß die Temperatur des in den Trockenraum gebrachten Gutes niedriger ist als diejenige, mit der das Trockengut aus dem Trockenraum entfernt werden kann. Dieser Verlust ist abhängig von der spezifischen Wärme des Trockengutes und dem Unterschied zwischen Ein- und Austrittstemperatur; wir wollen ihn mit dem Wärmewert ik bezeichnen. (Wegen seiner Geringfügigkeit bei dieser Anordnung ist er in Fig. 2 nicht angeführt, kommt aber bei der nachfolgenden Berechnung zur Geltung.) In den Heizrohren findet infolge der Wärmeabgabe Kondensation des Heizdampfes statt, und wir bezeichnen die Flüssigkeitswärme des Kondensates mit gh.

Die Wärmebilanz stimmt nun, wenn die Summe der in den Trockenraum eingeführten Wärmewerte gleich ist der Summe der austretenden Wärmewerte.

Eingeführte Wärmewerte sind ab und $EF = \Sigma ef$, austretende Wärmewerte cd, ik und gh, Fig. 2 und 3, so daß

$$ab + EF = cd + ik + gh$$
$$EF = cd - ab + ik + gh.$$

In Fig. 5 und 6 ist das Schema einer weit verbreiteten Kanal-Trockenanlage dargestellt. Die Atmosphäre tritt durch einen Schacht C in einen unter Flur befindlichen Raum B; aus diesem wird sie von einem Ventilator V abgesaugt und durch ein Heizsystem H in den Trockenraum T gedrückt,

Fig. 4.

von wo sie durch den Schacht D ins Freie entweicht. Um die Führung der Atmosphäre in dieser Weise bewirken zu können, muß der Trockenraum sowohl an der Eintrittseite E für das Trockengut als auch an der Austrittseite A durch Türen geschlossen werden. Es ist naturgemäß, daß während des Ausziehens des getrockneten Gutes und des Einschiebens des feuchten, also sobald die Türen geöffnet werden, Störungen des Trockenvorganges eintreten.

Die Wärmebilanz lautet auch hier:

$$EF = cd - ab + ik + gh,$$

nur haben ik und gh andere Werte als vorhin.

In Fig. 7 bis 9 ist eine Kanal-Trockenanlage dargestellt, deren Anordnung dem D. R. P. Nr. 77758 entspricht. Das Wesentliche derselben besteht in der Führung der Atmosphäre, die durch mehrere seitlich gelagerte Ventilatoren aus dem Trockenraum T abgesaugt, dann durch den Ventilatorraum V, die Verbindungskanäle l und den Heizraum H in den Trockenraum zurückgedrückt wird. Die bei A ein-

Fig. 5 und 6. Kanal-Trockenanlage.

Fig. 7 bis 9. Kanal-Trockenanlage nach D. R. P. 77758.

tretende Atmosphäre wird auf ihrem Wege nach B wiederholt durch diese Räume geführt. Bei B ist der Trockenraum durch eine Tür geschlossen, und die Atmosphäre tritt in eine oberhalb des Kanales angebrachte Kammer K. Aus dieser Kammer saugt ein Ventilator V_1 in der gegenüber liegenden Kammer K_1 die Atmosphäre durch das Rohrsystem R und drückt sie dann ins Freie. Die Atmosphäre ist bei B hoch erhitzt und hoch mit Wasserdampf gesättigt, kann also in dem Rohrsystem R wärmend auf die umspülende Luft wirken, um so mehr weil die Strömrichtungen entgegengesetzt sind. Es findet eine Rückkühlung statt. Die im Trockenraume zur Ueberführung des im Trockengut enthal-

tenen Wassers in Dampf aufgewendete Wärme wird im Rohrsystem R durch Rückkühlung und dadurch erfolgende Kondensation zurückgewonnen. Da nicht aller Dampf kondensieren kann, weil mit Rücksicht auf die Größe des Rohrsystems R ein Temperaturunterschied zwischen der Atmosphäre im Trockenraum und derjenigen im Rohrsystem bestehen bleiben muß, so wird der Wärmeverlust durch das Heizsystem R_1 ersetzt, das mit direktem Dampf oder mit Abdampf beheizt werden kann.

Der Trockenvorgang ist nun folgender:

Die bei A eintretende Atmosphäre habe den Wärmewert ab. Durch den seitlich liegenden Ventilator wird sie angesaugt und nach dem Heizraum H gedrückt, wo sie durch den vom Rohrsystem R ausgehenden Wärmewert ef erwärmt wird. Die aufgenommene Wärme setzt sich im Trockenraum in Dampfwärme um, indem sie das im Trockengut enthaltene Wasser verdampft, wodurch sich die Temperatur der Atmosphäre wieder ermäßigt. Durch die verschiedene Schraffierung in der Figur ist der Anteil der Luft- und der Dampfwärme unterschieden. Die Atmosphäre setzt ihren Weg durch den weit höheren Wärmewert no vertreten wird. Schon die in no vertretene Dampfwärme läßt schließen, daß die Atmosphäre eine viel größere Wassermenge aus dem Trockengut aufgenommen hat und der Wärmeaufwand daher weit günstiger gewirkt hat. Die weiter unten folgende Berechnung gibt darüber nähere Auskunft.

In Fig. 10 und 11 ist eine Kanal-Trockenanlage dargestellt, die einer Kombination der Patente Nr. 77758 und 148850 entspricht. Sie unterscheidet sich von der vorigen durch die Absaugung der Atmosphäre in der Mitte des Kanales und durch die Anwendung eines Dampfstrahlgebläses S an Stelle des Ventilators V_1 bei der vorigen Anlage zur Entfernung der Atmosphäre aus dem Trockenraume. Das Gebläse drückt die Atmosphäre in das Rohrsystem R und durch dieses je zur Hälfte nach beiden Seiten des Kanales, von wo aus sie durch die Abzugrohre Z ins Freie gelangt. Infolge der Absaugung der Atmosphäre in der Mitte des Kanales muß sich die Strömung nach der Mitte hin richten. Dadurch wird ein Abschluß des Kanales und des Trockenraumes überflüssig. Diese Abschlüsse durch Türen, Schieber

Fig. 10 und 11. Kanal-Trockenanlage nach D. R. P. 77758 und 148850.

Ventilatorraum nach dem Heizraume fort, nimmt den Wärmewert $e_1 f_1$ auf, der im Trockenraum wieder in Dampfwärme umgesetzt wird, dann auf dem weiteren Wege noch den Wärmewert $e_2 f_2$ und endlich den aus dem zweiten Heizsystem R_1 entstammenden Wärmewert EF. Dann tritt die Atmosphäre in die Kammer K und weiter in das Rohrsystem R_1, durch das sie nacheinander die Wärmewerte $e_2 f_2$, $e_1 f_1$ und ef an die umspülende Atmosphäre abgibt. Schließlich gelangt sie mit dem Wärmewert cd in die Kammer K_1 und ins Freie. Im Heizsystem R_1 fließt kondensierter Dampf mit dem Wärmewert gh ab. Aber auch im Rohrsystem R hat Kondensation des aus dem Trockengut entwichenen Dampfes stattgefunden, die durch den Wärmewert lm gekennzeichnet wird. Da auch bei dieser Anordnung das Trockengut den Trockenraum an der heißesten Stelle verläßt, so gesellt sich der Wärmeverlust, dargestellt durch den Wärmewert ik, hinzu. Die Wärmebilanz ergibt:

$$EF = cd - ab + ik + gh + lm.$$

Es ist jedoch zu beachten, daß die aus dem Trockenraum tretende Atmosphäre, nachdem sie dort ihre Aufgabe verrichtet hat, nicht durch den Wärmewert cd, sondern den usw. bildeten aber ein unüberwindliches Hindernis für die ununterbrochene Durchführung des Trockengutes durch den Trockenraum, so daß man sich mit unterbrochener Zuführung behelfen mußte. Der das Gebläse betätigende Dampf dient gleichzeitig als Quelle für die Ersatzwärme. Indem er sich mit der Atmosphäre mischt, erhält sie eine höhere Temperatur, als sie beim Verlassen des Trockenraumes hatte.

Der Wärmewert der eintretenden Atmosphäre ab wird wie bei der vorigen Anlage nach und nach durch Abzweigungen ef, $e_1 f_1$, $e_2 f_2$ erhöht, nur daß hier die Abzweigungen von beiden Seiten auslaufen und in der Mitte zusammentreffen. Weil dem austretenden Trockengute kältere Atmosphäre entgegenströmt, gibt es die für seine Erwärmung im ersten Teil des Trockenraumes aufgewendete Wärmemenge an die Atmosphäre wieder ab, und daher fällt hier der bei der vorigen Anordnung aufgetretene Wärmewert ik klein aus[1]). Beim Austritt aus dem Rohrsystem teilt sich der Wärmewert in 3 Arme cd, gh, lm, von denen cd den ins Freie strömenden Wert der Atmosphäre, lm den Wert der

[1]) In der Figur ist auch dieser Vorgang dargestellt.

Flüssigkeitswärme des kondensierten, aus dem Trockengute stammenden Dampfes entspricht und gh den Wert der Flüssigkeitswärme des für das Dampfstrahlgebläse gebrauchten kondensierten Dampfes bezeichnet.

Die Wärmebilanz ergibt:

$$EF = cd - ab + ik + gh + lm.$$

Nachstehend sind die einzelnen Anordnungen in bezug auf den Wärmeaufwand bei gleichen Temperaturen und Sättigungsgraden einander gegenübergestellt.

Trockenstube, Fig. 1 und 2.

Die Wärmebilanz ergab:

$$EF = cd - ab + ik + gh.$$

Für cd hatten wir die Temperatur bei 80 vH Sättigung zu 29° gefunden, wenn die höchste Temperatur im Trockenraum 70° betrug.

Nach der Schaulinie Fig. 4 entspricht das einem Wärmewert von 6,9 (Luftwärme) + 15,4 · 0,8 (Dampfwärme) = 19,22 WE.

Für ab finden wir den Wärmewert der Atmosphäre bei 15° und 60 vH Sättigung zu 3,5 + 6,4 · 0,6 = 7,34 WE.

In cd sind nach der entsprechenden Schaulinie

bei 29° und 80 vH Sättigung 0,0253 · 0,8 = 0,02024 kg
in ab » 15° » 60 » » 0,0105 · 0,6 = 0,0063 »

Wasserdampf enthalten, so daß aufgetrocknet sind:

$$0{,}02024 - 0{,}0063 = 0{,}01394 \text{ kg Wasser.}$$

Der Wert ik ist abhängig von der Art des Trockengutes. Ist letzteres z. B. Holz, dessen spezifisches Gewicht im frischen Zustande = 1 und im trocknen Zustande = 0,5 ist, so entfällt auf 1 kg aufgetrockneten Wassers 1 kg Holz. Die spezifische Wärme dieses Holzes sei 0,65. Um den Aufenthalt der Arbeiter im Trockenraum zu ermöglichen, muß man die Temperatur darin bis auf 25° sinken lassen, bevor mit der Ausräumung begonnen werden kann; dann mußte das Trockengut von 15 auf 25° erwärmt werden. Aufgetrocknet waren 0,01394 kg Wasser, und demnach ist

$$ik = 0{,}01394 \cdot 0{,}65\,(25 - 15) = 0{,}09061 \text{ WE.}$$

Nach den Tabellen von Zeuner ist die Gesamtwärme des Dampfes von 130° = 646 WE, die Flüssigkeitswärme = 131 WE.

Dann ist

$$gh = (cd - ab + ik)\frac{131}{646}$$

$$= (19{,}22 - 7{,}34 + 0{,}09061)\frac{131}{146} = 2{,}42 \text{ WE,}$$

also $EF = 19{,}22 - 7{,}34 + 0{,}09 + 2{,}42 = 14{,}39$ WE.

Damit sind aufgetrocknet: 0,01394 kg Wasser.

Um 1 kg Wasser aufzutrocknen, gebrauchen wir also

$$\frac{14{,}39}{0{,}01394} = 1032 \text{ WE,}$$

oder an Heizdampf

$$\frac{1032}{646} = 1{,}6 \text{ kg.}$$

Kanal-Trockenanlage, Fig. 5 und 6.

Die Wärmebilanz ergab:

$$EF = cd - ab + ik + gh.$$

Die Werte cd und ab sind die gleichen wie bei der vorher besprochenen Anlage. Weil aber das Trockengut den Trockenraum mit der höchsten im Trockenraum erzielten Temperatur verläßt, also bei 70°, wird

$$ik = 0{,}01394 \cdot 0{,}65\,(70 - 15) = 0{,}49 \text{ WE.}$$

Dann wird

$$gh = (19{,}22 - 7{,}34 + 0{,}49)\frac{131}{646} = 2{,}5 \text{ WE,}$$

also $EF = 19{,}22 - 7{,}34 + 0{,}49 + 2{,}5 = 14{,}87$ WE.

Damit sind wiederum 0,01394 kg Wasser aufgetrocknet.

Um 1 kg Wasser aufzutrocknen, gebrauchen wir also

$$\frac{14{,}87}{0{,}01394} = 1066 \text{ WE,}$$

oder an Heizwert

$$\frac{1066}{646} = 1{,}65 \text{ kg.}$$

Hiernach erscheint die Trockenstube in bezug auf den Wärmeaufwand ein wenig günstiger, es ist aber zu beachten, daß die Umfassungswände und damit die Abkühlungsflächen bei ihr bedeutend größer sind.

Kanal-Trockenanlage, Fig. 7 bis 9.

Die Wärmebilanz ergab:

$$EF = cd - ab + ik + gh + lm.$$

Der Wärmewert ab ist der gleiche wie vorhin = 7,34, der Wärmewert cd aber darum von dem vorigen verschieden, weil die Atmosphäre das Rohrsystem in gesättigtem Zustande verlassen muß. Die entsprechende Schaulinie in Fig. 4 gibt für 29° den Wärmewert zu 22,3 WE an.

Die aus dem Trockenraum abgesaugte Atmosphäre wird vertreten durch den Wärmewert no, Fig. 9. Da sie im Trockenraum noch trocknend wirken soll, kann sie nicht mit 100 vH gesättigt sein, und wir wollen annehmen, daß ihr Sättigungsgrad ebenfalls 80 vH betrage. Bei der Temperatur von 70° enthält die Atmosphäre 0,28 kg Wasserdampf (s. Fig. 3 Linie OD), bei 80 vH Sättigung daher 0,28 · 0,8 = 0,224 kg. In ab waren 0,0063 kg Wasserdampf enthalten, so daß aufgetrocknet sind: 0,224 − 0,0063 = 0,2177 kg.

Daraus ergibt sich ik wie vorhin:

$$ik = 0{,}2177 \cdot 0{,}65\,(70 - 15) = 7{,}88 \text{ WE,}$$

ferner $gh = (22{,}3 - 7{,}34 + 7{,}88)\dfrac{131}{646} = 4{,}63$ WE.

lm ist die Wärmemenge, welche das im Rohrsystem R kondensierte Wasser enthält, und dieses ist gleich der in no enthaltenen Menge, vermindert um die in cd enthaltene Menge.

In no waren enthalten 0,224 kg Wasserdampf, in cd bei 29° und 100 vH Sättigung nach Fig. 4 0,0253 kg; kondensiert sind also 0,224 − 0,0253 = 0,1987 kg.

Die Temperatur dieses Kondensates muß gleich sein derjenigen der austretenden Atmosphäre, also = 29°. Da die Temperatur des in den Trockenraum gebrachten Trockengutes gleich derjenigen der eintretenden Atmosphäre sein wird, also = 15°, so wird

$$lm = 0{,}1987\,(29 - 15) = 2{,}78 \text{ WE.}$$

Dann ist

$$EF = 22{,}3 - 7{,}34 + 7{,}88 + 4{,}63 + 2{,}78 = 30{,}25 \text{ WE.}$$

Damit wurden aufgetrocknet: 0,2177 kg Wasser, so daß zum Auftrocknen von 1 kg Wasser nur

$$\frac{30{,}25}{0{,}2177} = 139 \text{ WE}$$

erforderlich sind; mithin Heizdampf:

$$\frac{139}{646} = 0{,}216 \text{ kg.}$$

Kanal-Trockenanlage, Fig. 10 und 11.

Die Wärmebilanz ergab:

$$EF = cd - ab + ik + gh + lm.$$

Wie bei der vorhergehenden Anlage ist cd = 22,3, desgl. ab = 7,34.

Bei dieser Anordnung ist in der Mitte des Trockenraumes dort, wo die höchste Temperatur herrscht, das Trockengut noch nicht trocken. Die vollständige Trocknung wird erst am Austrittsende bei geringer Temperatur erreicht. Solange aber noch eine abkühlende Wirkung durch Verdunstung besteht, ist die Temperatur des Trockengutes niedriger als die Temperatur der es umgebenden Atmosphäre. Die Begründung hat Otto H. Mueller in der oben genannten Abhandlung gegeben. Soll nun das Trockengut eine Temperatur von 70° erhalten, so finden wir die Temperatur der umgebenden Luft, wenn wir durch den Sättigungspunkt der

70er Temperaturlinie, Fig. 3, eine Parallele zu OG ziehen. Angenommen, die aus dem Trockenraum durch das Dampfstrahlgebläse abgesaugte Atmosphäre sei wieder mit 80 vH gesättigt, so ergibt sich aus dem Schnittpunkt x dieser Parallele mit der 80 vH-Sättigungslinie die Temperatur 71,5°. Zu dieser Temperatur gehört das Dampfgewicht 0,31 kg, also bei 80 vH Sättigung $0{,}31 \cdot 0{,}8 = 0{,}248$ kg. Aufgetrocknet sind demnach $0{,}248 - 0{,}0063 = 0{,}2417$ kg Wasser. Das Trockengut kommt aus dem Trockenkanal mit einer Temperatur heraus, die nur unwesentlich über der Eintrittstemperatur liegt. Beträgt der Unterschied 5°, so ist

$$ik = 0{,}2417 \cdot 0{,}65\,(20 - 15) = 0{,}7855 \text{ WE},$$

dann wird

$$gh = (22{,}3 - 7{,}34 + 0{,}7855)\,\frac{131}{646} = 2{,}38 \text{ WE}$$

und

$$lm = (0{,}2417 - 0{,}0253) \cdot (29 - 15) = 3{,}03 \text{ WE}.$$

Daraus folgt:

$$EF = 22{,}3 - 7{,}34 + 0{,}7855 + 2{,}38 + 3{,}03 = 21{,}1555 \text{ WE},$$

womit 0,2417 kg Wasser aufgetrocknet sind.

Um 1 kg Wasser aufzutrocknen, sind demnach erforderlich:

$$\frac{21{,}1555}{0{,}2417} = 87{,}5 \text{ WE},$$

oder an Heizdampf

$$\frac{87{,}5}{646} = 0{,}135 \text{ kg}.$$

Um 1 kg Wasser aufzutrocknen, gebraucht man unter den angenommenen Verhältnissen:

bei der Trockenstube mindestens 1,6 kg Heizdampf
» » Kanaltrocknung nach Fig. 5 und 6 1,65 » »
» » » » » 7 bis 9 0,216 » »
» » » » » 10 und 11 0,135 » »

Versuche über die Elastizität von Flammrohren mit einzelnen Wellen.

Von C. Bach.

In dieser Zeitschrift 1904 S. 1227 u. f. ist über die Elastizität von Fox- und Morison-Wellrohren berichtet. Unter Bezugnahme hierauf und im Anschluß an diesen Bericht sollen im folgenden die Ergebnisse der Untersuchung zweier Flammrohre mitgeteilt werden, für welche von der Firma Ottensener Eisenwerk vorm. Pommée & Ahrens in Ottensen-Hamburg die Ermittlung der Elastizität gewünscht worden war.

Die allgemeine Form dieser Pomméeschen Rohre[1]) läßt Fig. 1 erkennen.

Fig. 1.

Rohr »1«.

Die Messung ergab:

$$l = 1036 \text{ mm}, \quad d = 747 \text{ mm}, \quad w = 88 \text{ mm},$$

$$s_1 = \frac{10{,}3 + 12{,}5 + 9{,}9 + 11{,}4 + 12{,}2 + 13{,}8 + 12{,}6 + 12{,}8}{8} = 11{,}9 \text{ mm},$$

$$\frac{s_2 + s_3}{2} = \frac{12{,}3 + 13{,}1 + 12{,}5 + 13{,}0 + 12{,}8 + 12{,}9 + 12{,}5 + 13{,}1}{8} = 12{,}8 \text{ »}$$

$$s_4 = \frac{14{,}2 + 14{,}2 + 14{,}3 + 14{,}2 + 14{,}2 + 14{,}2 + 14{,}2 + 14{,}1}{8} = 14{,}2 \text{ »}$$

$$s_5 = 14{,}7 \text{ mm}.$$

Die Stärken s_1 und s_4 wurden nach dem Versuch durch Anbohren je an 8 verschiedenen Stellen ermittelt, die Feststellung von $s_2 + s_3$ erfolgte durch Anfertigung von Lehren. Wie ersichtlich, ist nur mit Unsicherheit von einer durchschnittlichen Stärke des Bleches in der Welle zu sprechen.

[1]) Vergl. D. R. P. Nr. 86816 vom 23. Oktober 1894. C. Bach, Maschinenelemente, 1903, S. 217 und 227. Die Herstellung erfolgt, wie daselbst in Fig. 164 S. 217 angegeben ist.

Rohr »2«.

$$l = 1020 \text{ mm}, \quad d = 745 \text{ mm}, \quad w = 86 \text{ mm},$$

$$s_1 = \frac{9{,}2 + 9{,}9 + 7{,}8 + 7{,}6 + 7{,}9 + 9{,}2 + 6{,}8 + 7{,}8}{8} = 8{,}3 \text{ mm},$$

$$\frac{s_2 + s_3}{2} = \frac{9{,}0 + 9{,}1 + 8{,}5 + 9{,}1 + 8{,}6 + 8{,}7 + 7{,}8 + 9{,}0}{8} = 8{,}7 \text{ »}$$

$$s_4 = \frac{10{,}2 + 10{,}5 + 9{,}5 + 10{,}2 + 9{,}7 + 9{,}3 + 9{,}2 + 9{,}3}{8} = 9{,}7 \text{ »}$$

$$s_5 = 10{,}2 \text{ mm}.$$

Hinsichtlich s_1, s_2 usw. vergleiche das bei dem Rohr »1« Gesagte.

Bei der Prüfung wurden die Rohre wechselnder Belastung in der Regel jeweils so oft unterworfen, bis sich die gesamten, bleibenden und federnden Zusammendrückungen nicht mehr änderten, also Ausgleich eintrat. Als Anfangsbelastung wurde für alle Stufen 1050 bezw. 1000 kg gewählt.

Beobachter: Hr. Graf.

Versuchsergebnisse.

Rohr »1«.

Meßlänge 1036 mm.

Belastungsstufen kg	Zusammendrückungen in mm		
	gesamte	bleibende	federnde
1050/30000	1,180	0,010	1,170
1050/60000	2,474	0,088	2,386
1050/70000	3,115	0,276	2,839
1050/78000 [1])	13,383	9,913	3,470
1050/80000 [2])	—	19,679	—

[1]) Bei der Belastungsstufe 1050/78000 kg wurde nach zehnmaligem Belastungswechsel nur hinsichtlich der federnden Zusammendrückungen ein annähernder Ausgleich erreicht.

[2]) Bei 80000 kg Belastung wurde nur noch die gesamte Zusammendrückung ermittelt. Die Formänderung zeigte fortgesetzte Zunahme.

Von der gemessenen Zusammendrückung fällt ein Teil auf die Verkürzung, welche die zylindrischen Strecken des Rohres von der Gesamtlänge

$$1036 - (2 \cdot 100 + 4 \cdot 25) = 736 \text{ mm}$$

erfahren. Unter Zugrundelegung des Rohrquerschnittes

$$f = \pi\,(74{,}7 + 1{,}47) \cdot 1{,}47 = 352 \text{ qcm}$$

Fig. 3. Pomméesches Rohr »2« und Foxsches Rohr.

Fig. 2. Pomméesches Rohr »1«.

bei einem Dehnungskoeffizienten von

$$\frac{1}{2\,000\,000}$$

beträgt dieser Teil auf der untersten Stufe 1050/30 000 kg der Versuchsbelastungen

$$\lambda = 736 \frac{(30\,000 - 1050):352}{2\,000\,000} = 0{,}030 \text{ mm},$$

d. s.

$$100 \frac{0{,}030}{1{,}180} = 2{,}5 \text{ vH}$$

der gesamten Zusammendrückung, die gemessen wurde.

Die Beteiligung der zylindrischen Strecken an der Zusammendrückung tritt hiernach in den Hintergrund, so daß auf eine Ausscheidung dieses Anteiles verzichtet werden darf. Will man eine solche trotzdem vornehmen, so bietet dies keine Schwierigkeiten; beispielsweise entfällt bei der untersten Belastungsstufe (1050/30 000 kg) auf die einzelne Welle des Rohres die gesamte Zusammendrückung

$$\frac{1{,}18 - 0{,}03}{2} = 0{,}575 \text{ mm}.$$

Rohr »2«.

Meßlänge 1020 mm.

Belastungsstufen kg	Zusammendrückungen in mm		
	gesamte	bleibende	federnde
1000/10000	0,910	0,000	0,910
1000/20000	1,966	0,026	1,940
1000/25000	2,513	0 048	2,465
1000/30000	3,118	0,113	3,005
1000/32000	3,694	0,376	3,318
1000/35000 [1])	9,323	5,489	3,834
1000/36000 [2])	—	16,845	—

[1]) Bei der Belastungsstufe 1000/35000 kg wurde nach zehnmaligem Belastungswechsel nur hinsichtlich der federnden Zusammendrückungen ein Ausgleich erreicht.

[2]) Bei 36000 kg Belastung wurde nur noch die gesamte Zusammendrückung ermittelt. Die Formänderung zeigte fortgesetzte Zunahme.

In gleicher Weise, wie für das Rohr »1« angegeben wurde, findet sich hier die Gesamtlänge der zylindrischen Strecken des Rohres zu

$$1020 - (2 \cdot 100 + 4 \cdot 25) = 720 \text{ mm}.$$

Mit $f = \pi (74{,}5 + 1{,}02)\, 1{,}02 = 242$ qcm ergibt sich

$$\lambda = 720 \frac{(10000 - 1000):242}{2000000} = 0{,}013 \text{ mm},$$

$$\text{d. s. } 100 \frac{0{,}013}{0{,}910} = 1{,}4 \text{ vH}$$

der gesamten Zusammendrückung, die gemessen wurde.

Auf eine Welle entfällt bei der untersten Belastungsstufe die gesamte Zusammendrückung

$$\frac{0{,}91 - 0{,}013}{2} = 0{,}449 \text{ mm}.$$

Schlußbemerkung.

In Fig. 2, gültig für Rohr »1«, und Fig. 3, gültig für Rohr »2«, sind zu den Belastungen als senkrechten Abszissen die gesamten, bleibenden und federnden Zusammendrückungen als wagerechte Ordinaten aufgetragen. Die Linienzüge geben ein anschauliches Bild über den Verlauf der gesamten, bleibenden und federnden Zusammendrückungen.

Zum Vergleich sind in Fig. 3 noch die Zusammendrückungen für das früher untersuchte Fox-Rohr eingetragen (Z. 1904 S. 1227, Fig. 2 daselbst), und zwar auf 1000 mm Länge.

Dieses Rohr besaß eine mittlere Wandstärke von 9,6 mm gegenüber

$$\frac{8{,}3 + 8{,}7 + 9{,}7}{3} = 8{,}9 \text{ mm}$$

bei dem Pomméeschen Rohr »2«. Daß dessen Stärke in der Welle stark veränderlich ist, und daß deshalb nur mit Unsicherheit von einer mittleren Stärke gesprochen werden kann, ist bereits oben bemerkt worden.

Deutlich zeigt sich, daß die Federung des Pomméeschen Rohres sehr viel größer ist.

Auf der Belastungsstufe 1000/10000 kg ergibt sich die Zusammendrückung:

1) für das Fox-Rohr bei 1000 mm Länge . 0,330 mm
   auf 1 Welle von der Länge 153 mm
   $0{,}973 \cdot \frac{9000}{29000} \cdot {}^{1}/_{6} =$ 0,050 »

2) für das Pomméesche Rohr »2« bei 1020 mm Länge . . . . 0,910 »
   auf 1 Welle von der Länge $(100 + 2 \cdot 25) = 150$ mm . . . . 0,449 »

Stuttgart, den 19. Oktober 1905.

Ein Beispiel aus der Praxis des deutschen und des österreichischen Patentamtes.

Von Professor **Friedrich Kick**, Wien.

Der technische Klassiker Dr. A. Riedler hat im Jahrgang 1898 dieser Zeitschrift eine Abhandlung »Das deutsche Patentgesetz und die wissenschaftlichen Hülfsmittel des Ingenieurs« veröffentlicht, in welcher der Geist der patentamtlichen Vorprüfung und der Entscheidungen der Nichtigkeitsabteilung an dem Beispiele der Verhandlungen über das Schlicksche Patent Nr. 80974 kritisch beleuchtet werden.

Riedler sagt auf S. 1314: »Den Theoretikern des Patentamtes und den Deutschen überhaupt fällt es insbesondre schwer, der gewerblich verwertbaren Anwendung einer wissenschaftlichen Erkenntnis das gebührende Verdienst zuzusprechen, und sie verfallen oft in den Fehler, auf Grund der gegenwärtigen Erkenntnis in dieser Anwendung etwas Selbstverständliches und Nebensächliches zu erblicken.«

Daß dieser Satz von seiner Bedeutung auch für die Gegenwart, trotz des Verlaufes des Schlickschen Patentstreites, nichts verloren hat, werden die folgenden Erläuterungen erweisen.

Der zur Darstellung kommende Fall ist zwar im Vergleich zum Falle Schlick technisch unbedeutend und überaus einfach, aber wohl gerade darum ein wahres Schulbeispiel des geübten Vorganges und der maßgebenden Auffassung in den Patentämtern.

Die zu lösende, von medizinischer Seite gestellte gewerblich-technische Aufgabe war, ein Garn aus Sehnen herzustellen, welches bakterienfrei, resorbierbar und billig, insbesondre bei Operationen in der Bauchhöhle zur Verwendung kommen sollte.

Der Mediziner Professor Dr. Gustav Gaertner, der diese Aufgabe im Jahre 1902 stellte, machte dem Berichterstatter zugleich die Mitteilung, daß die Aufgabe lösbar sein müsse, weil Garn oder Zwirn, aus Sehnen hergestellt, seit Jahrhunderten unter dem Namen Gidden oder Giddin für jüdisch rituelle Zwecke in Verwendung stehe und für diese Zwecke käuflich bezogen werden könne; doch fehle jede Gewähr dafür, daß dieses Garn bakterienfrei sei; Art und Ort der Herstellung seien ihm unbekannt. Die technischen Versuche begannen, und nachdem sie bis zur Herstellung von Garn aus Sehnenfaser fortgesetzt waren, fand am 25. Juni 1903 die Anmeldung bei dem k. k. österreichischen Patentamt unter Z. 18142—03 und am 27. Juni 1903 bei dem kaiserlichen Patentamte Deutschlands unter Nr. 25531 IV/29b statt.

Die Patentwerber, Professor Dr. Gustav Gaertner und Professor Friedrich Kick, hoben in der Beschreibung als den wichtigsten Teil des Verfahrens die Behandlung der Sehnen mit alkalischer Flüssigkeit (4- bis 5prozentiger Pottaschenlösung) hervor. Der Patentanspruch lautete: »Verfahren zur Darstellung spinnbarer Fasern aus tierischen Sehnen, dadurch gekennzeichnet, daß die frischen gereinigten Sehnen durch Einweichen in alkalischer Flüssigkeit und nachfolgendes Einweichen in Wasser und Trocknen aufgeschlossen, hierauf in bekannter Weise durch Hämmern, Quetschen oder Walzen breitgedrückt, in schmale Streifen zerrissen und schließlich letztere durch Hecheln oder im Reißwolf in Fasern zerlegt werden.«

Bereits unterm 29. August 1903 äußerte sich die Anmeldeabteilung des Deutschen Patentamtes: »Gemäß der Patentschrift 19616 Kl. 28 hat man zwecks Darstellung von künstlichem Leder schon ein ähnliches Verfahren angewendet, um tierische Sehnen in Fasern zu zerlegen. Es

ist anzugeben, wodurch sich das angemeldete Verfahren von dem dort beschriebenen unterscheidet und welche Vorzüge es vor demselben aufweist«; ferner wurden Proben der nach dem angemeldeten Verfahren hergestellten Fasern verlangt.

Mit Bezugnahme auf diese Verfügung wurden am 30. September und 2. Oktober 1903 Proben von nach dem beschriebenen Verfahren hergestellter Sehnenfaser und daraus von Hand gesponnenem Garne dem Deutschen Patentamt eingesandt, bezüglich des entgegengehaltenen D. R. P. Nr. 19616 aber geltend gemacht, daß nach dieser Patentschrift getrocknete tierische Sehnen »durch Klopfen fertig gemacht« werden. Was unter »fertig machen« verstanden werden solle, sei aus der Patentschrift nicht zu erkennen, aber jedenfalls würden die Sehnen nur einfach geklopft, was günstigenfalls eine bloß stellenweise Trennung benachbarter Faserbündel voneinander zur Folge haben könne. Auf das Klopfen folgt nach der genannten Patentschrift ein Zerreißen auf einer Krempel zu einem »wollähnlichen« Stoff. Es wurde weiter hervorgehoben, daß man auf diesem Wege nur zu durchweg kurzen, sehr verschieden dicken Faserbündeln gelangen kann, die sich zum Verspinnen ganz und gar nicht eignen, auch gar nicht versponnen werden sollen. Der »wollähnliche« Stoff wird nach der Patentschrift Nr. 19616 vielmehr mit Salzsäure behandelt, gepreßt und in einen »leimähnlichen Zustand schleimigen Ansehens« versetzt.

Das in der Anmeldung zum Zwecke der Lockerung des Fasernzusammenhanges hervorgehobene Laugen findet nach dem obengenannten Patente nicht statt; der ganze Vorgang — dies wurde des näheren ausgeführt — sei grundsätzlich verschieden, und ebenso die zu erzielende technische Wirkung.

Mit Bescheid vom 20. Oktober 1903 wurde von der Anmeldeabteilung IV eröffnet, daß durch die Eingabe vom 2. Oktober 1903 »die Bedenken noch nicht beseitigt« seien . . . »Es ergeht daher die Aufforderung, die Behauptung, daß die nach dem Verfahren der Patentschrift 19616 dargestellte Sehnenwolle zum Verspinnen nicht geeignet sei, durch Einreichung einer nach diesem Verfahren hergestellten Probe unter Beweis zu stellen.«

Trotz des überraschenden Inhaltes dieser Verfügung wurde ihr innerhalb der gestellten Frist durch Vorlegung von Proben und dazugehöriger Auseinandersetzung entsprochen.

Der Vorbescheid des Oesterreichischen Patentamtes vom 29. September 1903 lautete hingegen: »Das angemeldete Verfahren ist durch das am 15. Juni 1903 veröffentlichte Aufgebot der Anmeldung des Simon Kohn in Wien betreffend Fasermaterial aus tierischen Sehnen zur Herstellung von Gespinsten, Geweben, Filzen, Preßlingen u. dergl. (Oesterreichisches Patent Nr. 13718) dem Wesen nach neuheitsschädlich getroffen.«

Der Anspruch dieses Patentes, das sachlich mit dem D. R. P. Nr. 147164 vom 10. Mai 1903 völlig übereinstimmt, lautet: »Fasermaterial zur Herstellung von Gespinsten, Geweben, Filzen, Preßlingen u. dergl., dadurch gekennzeichnet, daß es durch Zerfaserung aus animalischen Sehnen gewonnen ist.«

Dagegen wurde geltend gemacht, daß die Zerfaserung tierischer Sehnen in ihrer Allgemeinheit deshalb nicht den Gegenstand eines Patentes bilden könne, weil für jüdisch-rituelle Zwecke von Alters her aus Sehnenfaser (zerfaserten Sehnen) Zwirne erzeugt werden, die sogenannten Gidden oder Giddin, die bei I. M. Belf, Wien I Rabensteig 3, erhältlich seien, jedoch nur für rituelle Zwecke (das Nähen von Torarollen und Gebetriemen) verwendet werden dürfen. Das angemeldete Patent betreffe ein verbessertes Verfahren der Fasergewinnung und werde durch Kohns Patent nicht berührt.

Es wurde sodann nach mündlicher Rücksprache des Patentanwalts der etwas abgeänderte Patentanspruch am 7. November 1903 eingereicht, lautend:

Verfahren zur Darstellung spinnbarer Fasern aus tierischen Sehnen, dadurch gekennzeichnet, »daß die frischen gereinigten Sehnen durch Einweichen in alkalischer Flüssigkeit und nachfolgendes Einweichen in Wasser und Trocknen aufgeschlossen werden, so daß die aus ihnen in bekannter Weise herzustellenden Fasern hohe Festigkeit und Glätte erlangen und insbesondre für chirurgische Zwecke geeigne erscheinen«.

Das Deutsche Patentamt teilte unterm 2. Januar 1904 mit, daß die Anmeldung nach Klasse 30i überwiesen sei und die fortgeführte Prüfung der Anmeldung K 25531 IV/30i folgendes ergeben habe:

»Es ist bereits bekannt, bei der Herstellung spinnbarer Fäden (?) aus tierischen Organen für chirurgische Zwecke der mechanischen Aufbereitung dieser Organe eine Behandlung mit alkalischer Flüssigkeit vorausgehen zu lassen [vergl. z. B. Zelis: Die medizinischen Verbandmaterialien, 1900, S. 58 (Catgut)]. Dem gegenüber lassen die eingebrachten Unterlagen nach Ansicht des Vorprüfers ohne weiteres eine patentfähige Erfindung mangels einer neuen technischen Wirkung nicht erkennen.«

Hierauf mußte entgegnet werden, daß nach der angeführten Stelle des Werkes von Zelis bei der Erzeugung von Catgut Schafdärme, und zwar die »zwischen der inneren Schleimhaut und der äußeren Muskelhaut liegende elastische Gewebeschicht des frischen Dünndarmes« verwendet werde. Die Därme werden der Länge nach aufgeschnitten, Schleimhaut und Muskelhaut entfernt, die freigelegte Mittelschicht mit kohlensaurem Kalium (also auch mit Pottasche) teils zum Zwecke der Reinigung, teils zum Zwecke der Quellung behandelt, um sodann auf dem Seilerrade gedreht zu werden, wobei die gequollene Mittelschicht durch Nachhülfe mittels der Finger einen gleichmäßigen Faden, besser gesagt Saite, liefere.

Nach der Anmeldung dagegen bezwecke die Behandlung mit Lauge, die Sehnenfasern in ihrem Verbande zu lockern, damit sie durch die spätere mechanische Behandlung in spinnbare Fasern zerlegt werden können. Die so erhaltenen Fasern werden dann durch Spinnen auf Garn verarbeitet. Unter Berufung auf die dem Patentamte vorgelegten Faser- und Garnproben wurde des weitern auseinandergesetzt, daß das Zusammendrehen eines oder mehrerer Darmstreifen zu einer Saite kein Spinnen sei und daher mit dem angemeldeten Verfahren nicht verwechselt werden könne.

In der weiteren Ausführung finden sich die Sätze:

»Man versteht unter Spinnen die Bildung eines Fadens von beliebiger Länge durch Zusammendrehen mehr oder weniger kurzer Fasern«, und »dieser Definition zufolge kann man wohl von spinnbaren Fasern, nicht aber von spinnbaren Fäden reden, weil nicht die Fäden, sondern die Fasern versponnen werden«. . . . »Wird ein bandförmiger Streifen aus Därmen (Catgut) oder Leder oder irgend einem andern Materiale durch Zusammendrehen zu einem gedrehten Bande, Saite oder Faden (wie bei Catgut) umgeformt, so fällt dies außerhalb des Begriffes »Spinnen«.

»Es kann also eine Analogie zwischen dem Drehen nach Zelis und dem Spinnen nach der Anmeldung . . . nicht gefunden werden.«

Das Deutsche Patentamt erließ am 25. Februar 1904 nachstehende Verfügung: »Die unter Berücksichtigung der Eingabe vom 5. Februar 1904 fortgeführte Prüfung hat folgendes ergeben: Die Patentierung des beanspruchten Verfahrens erscheint dem Vorprüfer nicht ausgeschlossen. Behufs Klarstellung des Wesens der vorliegenden Erfindung ist es jedoch erforderlich, neue Unterlagen einzureichen, in denen unter Hinweis auf die als bekannt entgegengehaltenen Verfahren die Patentfähigkeit des Anmeldungsgegenstandes im Sinne ihrer Erwiderungen vom 2. Oktober, 23. November 1903 und 5. Februar 1904 klar, aber tunlichst kurz dargetan ist.« . . . (Frist 2 Monate).

Selbstverständlich wurde dieser Verfügung durch die Vorlage einer neuen Patentbeschreibung entsprochen.

Nach dem Eingangsatze: »Aus tierischen Geweben hergestellte Fäden sind als Nähfäden für chirurgische Zwecke ihrer Resorbierbarkeit wegen vortrefflich geeignet, allein es war bisher nicht möglich, solche Fäden in der erforderlichen Glätte und in beliebiger Länge billig herzustellen«, folgt zunächst die Besprechung der Herstellung des Catgut, sodann die Zweckangabe der vorliegenden Erfindung, der Vergleich derselben mit der Herstellung der Gidden oder Giddin aus besonders qualifizierten Sehnen für jüdisch-rituelle Zwecke, die genaue Beschreibung des von den Patentwerbern ange-

gebenen Verfahrens und endlich der Patentanspruch, lautend: »Verfahren zur Darstellung spinnbarer Fasern aus tierischen Sehnen, dadurch gekennzeichnet, daß die frischen gereinigten Sehnen durch Einweichen in alkalischer Flüssigkeit (Pottaschenlösung) und nachfolgendes Einweichen in Wasser und Trocknen aufgeschlossen, hierauf in bekannter Weise durch Hämmern, Quetschen oder Walzen breitgedrückt, in schmale Streifen zerrissen und schließlich letztere durch Hecheln in spinnbare Fasern zerlegt werden.«

Die Abweichung von dem ursprünglichen Anspruch ist sehr gering, indem sie sich eigentlich nur auf die Weglassung der Krempel bezieht, mit welchen kein Erfolg zu erzielen war.

Das Oesterreichische Patentamt erließ einen weiteren Vorbescheid vom 29. Februar 1904, in welchem gesagt wurde: »Das Mazerieren der Sehnen, als vorbereitende Behandlung zu deren weiterer Verarbeitung, ist nicht neu und in der englischen Patentschrift Nr. 10193 A. D. 1895 bereits beschrieben. Auch für die Herstellung von Saiten, Goldschlägerhäutchen ist die vorherige Aufschließung des Rohmateriales mit Pottaschenlaugen notorisch.«

Hiergegen wurde ausgeführt, daß die englische Patentschrift Nr. 10193 von der Herstellung künstlichen Fischbeines aus Sehnen oder Därmen handelt und die dort erwähnte Einweichung in sodahaltigem Wasser lediglich als Reinigungsvorgang aufzufassen sei, auf den das Durchziehen durch eine Eisenvitriollösung und sodann die Behandlung in einem mit Holzgeist versetzten Weingeist, dem Pottasche und Saffran zugesetzt sind, folgt. Der Zweck der ganzen Behandlung ist der, die Sehnensubstanz ohne deren Zerlegung in Sehnenfasern so zu verändern, daß sie bei nachheriger Trocknung zwischen erwärmten Metallplatten fischbeinähnlich wird.

Bezüglich des Vorhaltes der Saiten und Goldschlägerhäutchen wurden ähnliche Ausführungen in die Vorstellung aufgenommen, wie sie oben bezüglich des Hinweises auf das Buch von Zelis auszugsweise mitgeteilt sind. Auch wurde der Patentanspruch neu formuliert, wörtlich übereinstimmend mit dem an das Deutsche Patentamt eingereichten (Mai 1904).

Das Deutsche Patentamt erließ eine weitere Verfügung vom 18. Mai 1904, welche die Aufforderung enthielt, das in unsrer letzten Eingabe »als bekannt hingestellte Verfahren der Herstellung der Ausgangsmaterialien (?) für die sogenannten Giddin durch eine geeignete Literaturstelle zu belegen«.

Dieser Verfügung wurde durch Anführung der nachstehenden Stellen entsprochen:

In Keseth ha Sofar 14. Abschnitt heißt es:

»Von einem reinen Tier oder einem Hirschen oder Rehe nimmt man die Ader (Sehne) an der Ferse (Hinterteil), und zwar die weiße Ader, welche herausschimmert. Wenn sie trocken ist, wird sie weich gemacht (zerklopft), so daß sie geteilt wird wie Flachs, wird ausgekrempelt, und man kann sie spinnen.«

In Schulchan Aruch, Teil Jore deah § 278:

»Man darf Sefal Torah nur nähen mit Sehnen von einem reinen Tier, auf dessen Haut man auch schreiben darf.«

Vom Deutschen Patentamte wurde den Patentwerbern am 15. September 1904 der Bekanntmachungs-Beschluß mitgeteilt.

Vom Oesterreichischen Patentamte wurde ein »weiterer Vorbescheid« vom 4. November 1904 zugestellt, lautend: »Durch die in der Aeußerung vom 7. Mai 1904 vorfindlichen Angaben erscheinen die mit Vorbescheid vom 29. Februar 1904 gegen die Patentfähigkeit des Gegenstandes der Anmeldung namhaft gemachten Bedenken nicht behoben. Das Mazerieren der Tiersehnen mit alkalischen Flüssigkeiten behufs Aufschließung (??) derselben ist in der bereits zitierten englischen Patentschrift beschrieben (?); daß die aufgeschlossenen Sehnen im vorliegenden Fall in bekannter Weise zerfasert werden sollen, während sie gemäß englischer Patentschrift nach dem Aufschließen (?) zu einer hornartigen Masse gepreßt werden, vermag die Patentfähigkeit des angemeldeten Verfahrens nicht zu begründen, weil das vorbereitende Aufschließungsverfahren in beiden Fällen dasselbe (?), daher nicht neu ist und die nachfolgende Verarbeitung der aufgeschlossenen (sind es beide?) Produkte ganz unabhängig (?) von denselben vor sich geht.«

Dieser »weitere Vorbescheid« ist ein starres Festhalten an bereits von dem Patentwerber widerlegten Einwendungen.

Mit Rücksicht auf das in naher Aussicht stehende deutsche Reichspatent wurde eine Erwiderung unterlassen, somit auf das österreichische Patent verzichtet.

Deutsches Patentamt. In der Verfügung vom 22. November 1904 ist mitgeteilt, daß »gegen die Erteilung des Patentes ausweislich der Anlage Einspruch erhoben worden ist«.

Der Inhalt des Einspruches des Hrn. Simon Kohn (Besitzers des D. R.-P. Nr. 147164 und des Oesterreichischen Patentes Nr. 13718) geht zur Genüge aus der auszugweisen Wiedergabe unsrer Entgegnung hervor und darf ohne Störung des Sachverhaltes zunächst übergangen werden.

Die Entgegnung lautete im wesentlichen:

Der Patentanspruch Simon Kohns: »Faserstoff zur Herstellung von Gespinsten, Geweben, Filzen, Preßlingen u. dergl., bestehend aus zerfaserten animalischen Sehnen«, hat mit Rücksicht auf die längst bekannte und für jüdisch-rituelle Zwecke seit Jahrhunderten geübte Erzeugung der Gidden oder Giddin, durch welche die Herstellung eines Faserstoffes aus animalischen Sehnen zum Zwecke des Spinnens desselben längst angewendet erscheint, einen zu umfassenden, zu allgemeinen Inhalt.

Dessen scheint sich Hr. Simon Kohn wohl bewußt zu sein; denn er vermeidet in seinem Einspruche den Hinweis darauf, daß ihm die Erzeugung von Faserstoff aus Sehnen im allgemeinen unter Schutz gestellt sei, und daß aus diesem Grunde unsre Anmeldung im Abhängigkeitsverhältnis von seinem Patent steht; er sucht vielmehr unsern Patentanspruch dadurch zu bekämpfen, daß er den Gegenstand desselben als nicht neu darzustellen sucht.

Zu diesem Zwecke beruft er sich auf Meyers Konversationslexikon, wo im Artikel Leim unter den Rohmaterialien auch Sehnen genannt werden, und wo es heißt, daß dieses Leimgut 15 bis 20 Tage und länger in Kalkmilch geweicht werde. Weil Kalkmilch eine alkalische Flüssigkeit ist, deren Einwirkung auch Sehnen unterworfen werden, soll auch die Anwendung von Pottaschenlauge zum Lockern des Zusammenhanges der Sehnenfasern nicht neu sein, weil Pottasche auch eine alkalische Lauge ist.

Es wurde im weiteren die Wirkung der Kalkmilch nach Karmarsch-Heerens technischem Wörterbuche 3. Aufl. 5. Bd. S. 360 und 361 besprochen und damit die Wirkung der Pottaschenlösung verglichen, endlich der angestrebte Zweck der Anmeldung, »assimilierbare, bakterienfreie Nähfäden für chirurgische Zwecke zu erzeugen«, neuerlich hervorgehoben.

Das Deutsche Patentamt teilte unter dem 28. Februar 1905 mit, daß dem Einspruche keine Folge gegeben worden sei, das Patent wurde erteilt.

Die Gründe der Ablehnung des Einspruches, klar und treffend gegeben, lauten:

»Der Einspruch stützt sich auf das Patent 147164, welches gemäß § 3 Absatz 1 des Patentgesetzes der Patentierung der vorliegenden Anmeldung entgegenstehen soll. Dieser Einwand wird im Einklange mit den Ausführungen der Anmelder in der Eingabe vom 19. Dezember 1904 für nicht zutreffend erachtet. Wie die ausgelegten Unterlagen klar erkennen lassen, ist ein wesentliches Merkmal des angemeldeten Verfahrens das Einweichen der frischen, gereinigten Sehnen in einer alkalischen Flüssigkeit, zweckmäßig in einer Pottaschenlösung. Eine derartige Behandlung fällt, wie übrigens der Einsprechende selbst zugibt, nicht in den Bereich des Patentes 147164.

Das angemeldete Verfahren ist daher durch dasjenige des Patentes 147164 nicht vorweggenommen. Auch liegt zu einer Beschränkung des Patentanspruches in der von dem Einsprechenden beantragten Weise keine Veranlassung vor, weil die jetzige Fassung das zu schützende Verfahren von dem durch das Patent 147164 geschützten hinreichend abgrenzt.

Wenn der Einsprechende weiter darauf hinweist, die Behandlung von Flechsen mit Kalkmilch zur Herstellung von Leimgut sei bekannt, so ist dagegen zu bemerken, daß die

betreffende Veröffentlichung als entgegenstehend nicht angesehen werden kann, denn aus den darin gemachten Angaben war nicht zu schließen, daß die Verwendung von Pottaschenlösung die von dem Einsprechenden nicht bestrittene günstige Wirkung haben würde, die Zerlegung der Sehnen in einzelne Fasern zu erleichtern.

Somit war das nachgesuchte Patent in dem beanspruchten Umfang zu erteilen.«

Gegen dieses Erkenntnis betrat Hr. Simon Kohn den Rechtsweg an die Beschwerde-Abteilung des kaiserlichen Patentamtes am 3. April 1905, wovon die Verständigung unter dem 14. April erfolgte.

Der Beschwerdeführer behauptete, gestützt auf ein fachtechnisches Gutachten, daß das Einweichen von frischen gereinigten Sehnen in einer Pottaschenlösung »absolut keine« in praktischer Beziehung wesentliche oder günstige Wirkung auf die nachfolgende Zerlegung in Fasern übe; er behauptete ferner, daß der Patentanspruch die Verwendung von Pottaschenlösung zum Aufschließen der Sehnen nur als Beispiel einer alkalischen Flüssigkeit anführe, daß aber alkalische Flüssigkeiten, und zwar Kalk- und Barytwasser, zum Aufschließen von Tiersehnen schon lange vor dem Zeitpunkte der Anmeldung durch Dr. Alexander Rollett nach den Sitzungsberichten der Akademie der Wissenschaften (Jahrg. 1858 und 1860) verwendet worden seien.

Das oben erwähnte Gutachten ist in seiner logischen Bedeutung am besten durch wörtliche Wiedergabe des Schlußsatzes gekennzeichnet; dieser lautet:

»Bei diesem vergleichenden Versuch« (mit und ohne Behandlung der Sehnen mit Pottaschenlösung) »ergab sich, daß die mechanische Zerfaserung in beiden Fällen ganz gleich vor sich ging und daß auch die gewonnene Faser in beiden Fällen die gleiche Beschaffenheit zeigt, so daß die frühere Behandlung der Sehnen mit Alkalien für die nachfolgende mechanische Auffaserung ganz irrelevant ist. Zu bemerken wäre hierbei, daß schon Professor A. Rollett, Graz (Sitzungsberichte der Wiener Akademie der Wissenschaften Bd. 30 S. 37 und Bd. 39 S. 308) die Idee für die Auffaserungen von Sehnen durch alkalische Flüssigkeiten angegeben hat.«

In der Gegenschrift wurde auf diesen Widerspruch ausführlich hingewiesen und bezüglich der Auszüge aus den Arbeiten Rolletts hervorgehoben, daß diese »in mikroskopischen und chemischen Untersuchungen physiologischen Zweckes bestanden, welche die Herstellung spinnbarer Fasern aus den Sehnen weder bezweckten noch erzielten«. »Diese Arbeiten zeigen immerhin, daß es Laugen (Kalklauge und weit wirksamer Barytlauge) gibt, welche die Isolierung der Sehnenfasern für die mikroskopische Beobachtung erleichtern oder erzielen, diese sogenannte Isolierung ist aber nicht für die Herstellung spinnbarer Fasern angewendet, und daher ist das von uns zum Zwecke der Herstellung spinnbarer Sehnenfaser angewendete Laugeverfahren durch diese Arbeiten nicht neuheitsschädlich getroffen.«

Die Beschwerde-Abteilung gab jedoch der Beschwerde Folge, hob den Beschluß der Anmelde-Abteilung auf und versagte das Patent (4. Juli 1905).

Gründe: »Der Beschwerdeführer hat durch Heranziehung der Abhandlungen des Dr. Rollett (Sitzungsberichte . . . . . .) dargetan, daß es nicht neu ist, Sehnen mit Hülfe alkalischer Lösungen zu zerfasern. Die Anmelder wenden ein, es handle sich in jenen Abhandlungen nur um mikroskopische und chemische Untersuchungen physiologischen Zweckes, nicht aber um die Herstellung spinnbarer Fasern. Besteht hiernach die Erfindung schon nicht (!!) in dem durch den ausgelegten Patentanspruch gekennzeichneten Verfahren, sondern vielmehr in der Verarbeitung der nach dem Rollettschen Verfahren hergestellten Sehnenfasern (sie waren jedoch nur unter dem Mikroskop sichtbar. Anmerkung des Berichterstatters.) zu Fäden, so kann diese Verarbeitung für eine neue Erfindung nicht angesehen werden; denn es hat als ohne weiteres gegeben zu gelten, vorhandene Fasern (aber erst dann, wenn man sie aus den Sehnen zuvor technisch gewonnen hat. Anmerkung des Berichterstatters.) zu Fäden zu verspinnen, um so mehr, als man bereits, wie auch in der Beschreibung der Anmeldung hervorgehoben worden ist, die durch bloß mechanische Bearbeitung der Sehnen hergestellten Fasern, des weiteren aber die durch Behandlung von Därmen mit alkalischen Lösungen hergestellten Fasern (Anmerkung: dies ist unrichtig, aus den Därmen wurden nirgends Fasern hergestellt) zu Fäden versponnen hat.«

Weiter wird darauf hingewiesen, daß die Arbeiten Rolletts vielfach in der einschlägigen Literatur Aufnahme gefunden haben und daß, da das angemeldete Verfahren nicht neu sei, die andern Einwände des Beschwerdeführers keiner näheren Behandlung bedürfen.

Es ist mithin in dem vorliegenden Falle, wie seinerzeit im Falle Schlick, das erteilte Patent für nichtig erklärt worden. Die leitende Grundanschauung der Beschwerde-Abteilung scheint sich trotz des Falles Schlick nicht wesentlich geändert zu haben; die Einführung einer wissenschaftlichen Erkenntnis ins gewerbliche Leben wird nach wie vor als keine Erfindung betrachtet. Die Anwendung der wissenschaftlichen Erkenntnisse des Mikroskopikers und seiner Mittel für gewerbliche Zwecke soll sich keines Patentschutzes erfreuen — so muß wohl die Entscheidung aufgefaßt werden.

Der Histologe wendet seit langen Jahren die kurz als »Kupferoxydammoniak« bezeichnete Lösung bei mikroskopischen Arbeiten zur Quellung und Auflösung der Baumwollfaser usw. an. Würde nun dieses Reagenz z. B. unter Anwendung bekannter Mittel der Kattundruckerei zur Erzielung irgend eines gewerblichen Effektes verwendet, bei welchem die dadurch bedingte bekannte Quellung der Baumwolle eine Rolle spielte, so würde die Beschwerde-Abteilung auch folgern müssen, daß keine Erfindung vorliege; denn daß die Baumwolle, mit Kupferoxydammoniak behandelt, quelle, das habe der X vor sagen wir fünfzig Jahren gefunden, das sei in diesen und jenen Werken veröffentlicht, und die sonst angewendeten Mittel seien ja alle längst bekannt! Dadurch hätte die Beschwerde-Abteilung nur höchst mühevolle, lang dauernde Versuche in ihrem Erfolge verkürzt, die praktische Durchführung eines gewerblichen Fortschrittes verzögert, oder — ihn von Haus aus in das Dunkel des Fabrikgeheimnisses gedrängt.

Den vorstehenden Ausführungen, die sich im wesentlichen gegen die Praxis der Beschwerde-Abteilung richteten, darf noch der weitere Satz zugefügt werden: Die Vorprüfungs-Abteilungen, sowohl Deutschlands als Oesterreichs, gefallen sich darin, herbeigezerrte ferne Aehnlichkeiten von bereits Dagewesenem, als gegen die Neuheit der angemeldeten Erfindung sprechend, ins Feld zu führen und dadurch die Patenterteilung ungerechtfertigt zu verschleppen.

Die sehr wertvolle, schwierige Vorprüfung sollte die Neuheit einer angemeldeten Erfindung nur gegenüber solchen Patenten und Veröffentlichungen in Frage ziehen, welche demselben Zwecke dienen. Das Auge des Vorprüfers sei nicht auf Dinge andern Zweckes, sondern insbesondre auf Klarheit der Beschreibung und des Patentanspruches gerichtet. — Wenn sich im patentamtlichen Verkehr aber die zu weite Fassung oder sonstige Unrichtigkeit eines älteren Patentanspruches zweifellos ergibt, so sollte er ohne besondre Klage von Amts wegen seine Berichtigung finden. Geschieht dies nicht, dann werden sich die prophetischen Worte Riedlers (Z. 1898 S. 1313):

»Die gesetzliche Verjährung patentamtlicher Fehler wird ihre schwer schädigenden Folgen in nicht allzu ferner Zeit zeigen, wenn die zahlreichen Wegelagererpatente, die jetzt ihre fünfjährige Ablagerungszeit still verschlummern, in volle rechtliche Geltung treten«

um so häufiger erfüllen.

Gaertner und der Berichterstatter wollten durch die Patenterwerbung die Erzeugung von Sehnengarn für chirurgische Zwecke in sichere Hände bringen; dies mißlang. Doch könnte sich immerhin eine mit chirurgischen Bedarfsgegenständen beschäftigte Kraft finden, welche geeignet wäre, die gute Sache auch ohne Patentschutz in die Hand zu nehmen; ihr würden alle vom Berichterstatter gemachten technischen Erfahrungen bereitwillig zur freien Verfügung gestellt werden.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. E. Becker jun. Schriftführer: Hr. Raschig.

Anwesend rd. 250 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß die Mitglieder Ad. Altmann, E. Blumenthal, O. Bohm, C. Grosse, F. H. Hoppe, W. Marhold, W. Rappaport, M. Seipp und J. Stadtlander verstorben sind. Die Versammlung ehrt das Andenken der Dahingeschiedenen durch Erheben von den Plätzen.

Darauf berichtet der Vorsitzende über ein Schreiben des Hauptvereines betreffend die in früheren Monatsversammlungen des Bezirksvereines zur Sprache gebrachten Mißstände in der wirtschaftlichen Lage der Mitglieder. Der Inhalt des Schreibens geht dahin, daß es sich, um Schritte zur Bekämpfung der beklagten Uebelstände zu tun, nicht empfehlen dürfte, gleich den Gesamtverein in Tätigkeit zu setzen; vielmehr müßte durch Erhebungen und Maßnahmen im engeren Kreise erst größere Klarheit geschafft werden, wozu der Berliner Bezirksverein besonders geeignet sei. Der Vorsitzende bemerkt hierzu, der Vorstand des Bezirksvereines sei nach nochmaliger reiflicher Prüfung der Frage zu der Ueberzeugung gekommen, daß die ganze Angelegenheit außerhalb des Rahmens, der dem Verein durch seine Statuten und seine bisherige Entwicklung gesteckt sei, liege, und ein weiteres Eingehen darauf unter Umständen zu nicht unbedenklichen Spaltungen im Kreise der Mitglieder führen könne. Eine Erhebung, die zu keinen praktischen Folgerungen führe, habe auch keinen Zweck. Wirtschaftliche Not sei nach Ansicht des Vorstandes lediglich durch die weitere Ausgestaltung der Hilfskasse zu lindern; der Vorstand werde es sich angelegen sein lassen, dafür mit allen Kräften zu sorgen. Dieser Beschluß des Vorstandes sei gegen eine beachtenswerte Minderheit gefaßt worden. Es werden sich einige Herren noch privatim mit der Frage weiter beschäftigen, ob es nicht doch noch möglich sei, auf irgend eine Weise den Wünschen der damaligen Antragsteller Rechnung zu tragen.

Alsdann spricht Hr. Köhler (Gast) über Rohrbruchventile. Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

In der Besprechung des Vortrages weist Hr. Giebeler auf die Wasserrohrbruchventile hin, die seit Jahrzehnten in größeren Wasserleitungen verwendet werden. Der Vortragende erläutert fünf der bekanntesten Konstruktionen solcher Ventile, die im Gegensatz zu den Dampfrohrbruchventilen eine besondere Bremsvorrichtung haben, welche die Schließbewegung des Ventiles verzögert, um Zerstörungen des abgesperrten Teiles der Rohrleitung zu vermeiden.

Eingegangen 23. November 1905.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 26. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Rump. Schriftführer: Hr. H. Hoffmann.

Anwesend 39 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten spricht Hr. Bergassessor Mentzel über die Entstehung des rheinisch-westfälischen Kohlengebirges. Wie er ausführt, gehören die ältesten Gesteinschichten, die in der näheren Umgebung des Ruhrbezirkes aufgeschlossen sind, der Devonzeit an, und zwar bilden die Devonschichten das Liegende, d. h. den Untergrund der Steinkohlenformation oder des Karbons, das sich zeitlich an das Devon anschließt. In der Karbonzeit sind mannigfache Gesteinbildungen entstanden, wie im Westen der Kohlenkalk, der z. B. bei Ratingen und bei Velbert gewonnen wird, und im Osten der Kulm. Die vorgenannte Formation faßt man unter dem Namen Unterkarbon zusammen. Darüber liegt das Oberkarbon, das sich wieder in 2 Stufen gliedert, eine liegende, den flözleeren Sandstein oder den »Flözleeren«, und eine hangende, das flözführende Steinkohlengebirge. Der Vortragende geht des näheren auf die Entstehung der Kohlenflöze ein und wendet sich dann den verschiedenen Kohlenschichten zu. Die flözführende Sohle gliedert sich im Ruhrbezirk von unten nach oben in die Magerkohlen-, die Fettkohlen-, die Gaskohlen- und die Gasflammkohlenschicht. Die zuerst genannte Schicht hat eine Gesteinsmächtigkeit von etwa 1100 m und führt 20 Flöze, von denen jedoch nur ein geringer Teil bauwürdig zu sein pflegt. Eines der wichtigsten Flöze ist das etwa in der Mitte gelegene Flöz Mausegatt. Die Kohle der Magerkohlenflöze ist verhältnismäßig gasarm, örtlich sogar anthrazitisch, und eignet sich infolgedessen am besten zum Hausbrand, die Feinkohle zur Fabrikation von Preßkohlen.

Die Fettkohlenschicht ist 550 bis 650 m mächtig und hat 25 bis 30 Flöze; eines der wichtigsten ist das Leitflöz Sonnenschein, das liegendste der Schicht. Die Fettkohle hat 20 bis 33 vH Gasgehalt, und die Feinkohle eignet sich vorzüglich zur Herstellung von Koks. Ueber dem obersten Flöz liegt eine der wichtigsten Leitschichten mit Resten von Seetieren.

Die nächsthöhere Flözgruppe, die etwa 300 m mächtig ist, enthält Gaskohle. Diese hat genügend hohen Gasgehalt, 33 bis 37 vH, daß sie mit Vorteil zur Fabrikation von Gas verwendet werden kann, sie liefert aber auch brauchbare Koks. Die Hauptgruppe der Gaskohlenflöze bildet die sogenannte Zollvereiner Gruppe im hangenden Teile.

Die über der Gaskohle liegende Schicht, die rd. 1000 m mächtig ist, führt Gasflammkohle. Diese hat einen noch höheren Gasgehalt, eignet sich aber nicht durchweg zum Verkoken und kann in diesem Fall auch nicht zur Gasfabrikation verwendet werden; sie ist aber überall da am Platze, wo langflammige Kohlen erwünscht sind. Das wichtigste Flöz ist das Leitflöz Bismarck, das besonders in der Gegend nördlich von Gelsenkirchen in vorzüglicher Entwicklung und flacher Lagerung angetroffen wird und den Hauptreichtum der Zechen Bismarck und Ewald bildet.

Die ursprünglich, wie alle Ablagerungen aus dem Wasser, wagerecht abgelagerten Gebirgschichten und Flöze hatten später jenen Faltungsvorgang durchzumachen, dem sämtliche Sättel und Mulden der Steinkohlenformation ihre Entstehung verdanken. Durch diese Faltung wurden im südlichen Ruhrgebiet Gebirgshöhen geschaffen; aber der größere Teil dieses Gebirges ist in späteren Jahren der Verwitterung und der Abtragung durch fließendes Wasser sowie der abnagenden Tätigkeit der Brandungswellen zum Opfer gefallen. Man unterscheidet von Süden nach Norden 5 Hauptmuldenbildungen: die Wittener, Bochumer, Essener, Emscher- und Lippe-Mulde. Darüber hinaus nach Norden sind durch Tiefbohrungen weitere Falten aufgeschlossen oder ihr Vorhandensein wahrscheinlich gemacht. Die südlichen Mulden sind weniger tief eingesenkt und enthalten nur die unteren Flözhorizonte; die nördlichen sind tiefer eingesenkt und enthalten höhere Flözteile.

Schließlich verbreitet sich der Redner über die jüngeren Formationen, die über dem Karbon lagern.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch beantwortet der Vortragende eine Reihe von Fragen nach dem Gebiet, über das sich die Kohlenformation nördlich von dem bisher durch Bergbau aufgeschlossenen Gelände erstreckt, nach den Teufen, um die es sich handelt usw. Das nördliche Gebiet ist durch Bohrlöcher bis in die Gegend von Münster erschlossen. Die Mergeldecke, die bei Bochum beginnt und bei Recklinghausen etwa 500 m mächtig ist, nimmt bis Münster auf 1400 m zu. Das Karbon setzt sich bis Osnabrück fort, wo es bei Ibbenbüren und am Piesberg aus jüngeren Schichten wieder emportaucht. Daß im nördlichen Gebiet über der Gasflammkohle jüngere Kohle anstehen könnte, hält der Redner nicht für ausgeschlossen; es sind Horizonte angetroffen, deren Kohle mit keiner bekannten Kohle des Ruhrgebietes übereinstimmt, sondern der Saarbrücker Kohle ähnelt.

Ausflug nach der Zeche Zollern II der Gelsenkirchener Bergwerks-Aktien-Gesellschaft am 28. Oktober 1905.

Anwesend 33 Mitglieder.

Die Zeche ist eine der neuesten im Bochumer Bezirk und erst seit etwa 2½ Jahren im Betrieb; die Belegschaft beträgt gegenwärtig 1450 Mann, kann aber auf 2000 Mann für eine tägliche Fördermenge von 2000 t gesteigert werden.

Die Anlagen sind auf einen Flächenraum von rd. 5 ha verteilt. An der rechten Seite des Zechenplatzes fällt ein langgestrecktes Gebäude ins Auge, in dessen Mitte die Lohnungshalle liegt, die auch als Aufenthaltsraum für die Tagesarbeiter während der Pausen dient; rechts daneben befindet sich die Lampenstube, und daran schließen sich Magazine für Oel, Fett, Gezähe und sonstige Bedürfnisse des Betriebes. Ein großer Raum links enthält die Kaue, die mit 73 Brausen ausgestattet ist. An der andern Seite des Platzes finden sich Werkstätten für Reparaturarbeiten, Schmiede, Schlosserei und Schreinerei. Ein kleineres Nebengebäude enthält einen Wagenschuppen, Stallung und Feuerlöschgeräte.

Der Wetterschacht von 4,5 m Dmr. ist mit dem Förderschacht durch eine eiserne Brücke verbunden. Beim ersteren, der auch zur Kohlenförderung benutzt werden kann, sind zwei Rateau-Ventilatoren aufgestellt, die durch Elektromotoren betrieben werden. Im Förderschacht, dessen Durchmesser 5,5 m beträgt, fahren Förderkörbe mit 3 Stockwerken, von denen jedes 2 Förderwagen mit je 775 kg Kohlen faßt, so daß die Nutzlast der Fördermaschine 4650 kg beträgt. Gegenwärtig wird nur aus einer Teufe von 293 m mit einer Geschwindigkeit von 10 m/sk gefördert, während eine Förderung aus 500 m Teufe vorgesehen ist.

Die an der Hängebank ankommenden Wagen werden in Kreiselwipper auf Siebe und Förderbänder entleert. Stück- und Nußkohle werden getrennt und sortiert, während die feinere Kohle einer ebenso wie die Sieberei von Schüchtermann & Kremer in Dortmund erbauten Wäsche zugeführt und in 2 Batterien von je 40 Oefen zu Koks verarbeitet wird. Die Koksöfen, Bauart Brunck, sind zur Gewinnung der Nebenprodukte eingerichtet.

Die Kesselanlage besteht aus 6 Babcock & Wilcox-Kesseln von je 268 qm Heizfläche, von denen gewöhnlich nur 4 im Betriebe sind. Sie werden mit Koksofengas gefeuert und der Dampf von 14 at Spannung auf 300° C überhitzt. Ein Schornstein von 80 m Höhe, 4,5 m unterem und 2,8 m oberem Durchmesser nimmt die abziehenden Gase auf und dient zugleich zur Lüftung einer Abortanlage.

Unmittelbar hinter der Verbindungsbrücke der beiden Schächte befindet sich die ganz aus Eisen und Glas erbaute Maschinenhalle, die etwa 100 m lang und 22 m breit ist. Dort sind 2 vierzylindrige Dreifach-Expansionsmaschinen der Aschersiebener Maschinenfabrik von je 1950 PSi Höchstleistung aufgestellt, die 90 Uml./min machen und eine Dynamomaschine für 1450 KW Höchstleistung bei 525 V Spannung treiben. Außerdem ist eine Pufferbatterie von 250 Zellen für 460 Amp st aufgestellt. Für Beleuchtungszwecke sind zwei Umformer vorhanden.

2 Zwillings-Verbundkompressoren von Rudolf Meyer in Mülheim a/Ruhr werden von Nebenschlußmotoren angetrieben, die auf der Kurbelwelle sitzen. Jeder Kompressor saugt 4000 cbm/st Luft an und verdichtet sie auf 6 at.

Besondere Beachtung fand die elektrisch betriebene Fördermaschine, die bereits in dieser Zeitschrift[1]) besprochen ist.

Eingegangen 6. November 1905.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Buhle. Schriftführer: Hr. Lewicki.

Anwesend etwa 100 Mitglieder und 20 Gäste.

Der Vorsitzende teilt mit, daß die Vereinsmitglieder C. E. Rost, H. Giese und R. Meißner gestorben sind, und würdigt ihre Verdienste in kurzen Worten. Daran schließt er die Mitteilung vom Hinscheiden F. Reuleaux'. Zu Ehren der Verstorbenen erhebt sich die Versammlung von den Plätzen.

Darauf berichtet Hr. Polster über Ausflüge nach Lauchhammer und Wesseln.

Alsdann spricht Hr. Bennhold über Neuerungen im Bau von Kraftgasanlagen. Er beschreibt Sauggasanlagen für die Vergasung von Anthrazit oder Koks und erörtert die Schwierigkeiten, feinkörnigen Brennstoff in Generatoren zu vergasen[2]). Wie er ausführt, ist es aber gelungen, diese Aufgabe zu lösen; unter anderm befinden sich in dem elektrischen Kraftwerk des Bahnhofes Insterburg 100pferdige Generatoren, die mit einem aus den Rauchkammern der Lokomotiven herrührenden Brennstoff beschickt werden, der eine Körnung von 0 bis 7 mm und einen Aschengehalt von 15 bis 20 vH hat.

Eine Sauggasanlage mit zwei solchen Oefen von je 500 PS für Tag- und Nachtbetrieb ist auf den Geisweider Eisenwerken bei Siegen in Betrieb. Die Generatoren haben dort kleinstückigen Perlkoks, Abfall aus der Kokerei, zu vergasen und eine 700pferdige Gasgebläsemaschine von Körting sowie eine 150pferdige Gasdynamo der Dinglerschen Maschinenfabrik zu treiben. Die letztere hat sich das Ziel gesteckt, den doppeltwirkenden Viertakt auch mit offenen Arbeitszylindern durchzuführen. An den in einer Rundführung laufenden Kreuzkopf schließt sich die Kolbenstange an, die zwei Tauchkolben trägt. Diese arbeiten in offenen Zylindern, welche durch ein auswechselbares Zwischenstück voneinander getrennt sind.

[1]) Z. 1904 S. 103; 1905 S. 1689.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 1809.

Durch das Zwischenstück ist die mit Kolbenringen versehene Kolbenstange gasdicht hindurchgeführt. Gerade diese Einzelheit soll sich, wie ein zweijähriger Betrieb an andrer Stelle gezeigt hat, ganz vorzüglich bewähren. Der Betrieb der Gaskraftanlage gestaltet sich so, daß beide Maschinen Tag und Nacht ohne Unterbrechung laufen, daß aber die Gebläsemaschine während der kurzen Zeit, in welcher der Hochofen abgestochen wird, leer geht. Der Vortragende hebt besonders hervor, daß das plötzliche Belasten und namentlich das Entlasten der 700pferdigen Maschine die 150pferdige in keiner Weise beeinflußt.

Neuerdings ist es auch gelungen, aus bituminösen Brennstoffen in einfachen Generatoren ein billiges Betriebsgas herzustellen. Der Vortragende bespricht einen Sauggasgenerator, der ein teerfreies Gas liefert und geeignet ist, Braunkohlenbriketts, Torf, namentlich aber auch Steinkohlen, zu verarbeiten.

Darauf spricht Hr. Buchner über die Erzeugnisse der Wesselner Koks- und Kaumazitwerke.

Die Kaumazitwerke in Wesseln blicken gegenwärtig auf eine achtjährige Tätigkeit zurück, in welcher Zeit Versuche auf dem Gebiete der Kokerei gemacht und Feuerungen für den gewonnenen Brennstoff ausgearbeitet worden sind. Anfänglich wurden Koks aus englischen Steinkohlen erzeugt, aber bald ging man zur Verwendung böhmischer Braunkohle kleinerer Körnung über.

Die Koksöfen sind Kammeröfen mit stehenden Retorten. Die Kohle wird zunächst in Silos gelagert und später durch Handwagen den Verbrauchstellen zugeführt. Die Oefen, welche 24 und 40 Kammern haben, behalten die eingeführte Kohle 24 st lang. Der fertige Kaumazit wird am Fuße der Kammern alle drei Stunden entnommen und entweder mit Wasser besprengt oder in Rohren abgekühlt. Der Vorgang im Ofen ist derart, daß zunächst das hygroskopische Wasser, das 25 bis 28 vH ausmacht, verdampft wird, während an den unteren Zonen die schweren Kohlenwasserstoffe ausgeschieden werden. Die einzelnen Retorten haben Unterdruck, der durch einen Exhaustor erzeugt wird.

Die in den Retorten frei gewordenen Gasmengen werden am oberen Teil abgesaugt und durchströmen zunächst verschiedene Kühler, um dann durch Skrubber und Teerwäscher zu gehen. Dabei werden das Gaswasser und der Teer abgeschieden. Die gereinigten Gase gehen teils zum Ofen zurück und dienen zum Heizen der Retorten, teils werden sie zum Betriebe von Gasmotoren verwandt. Darüber hinaus stehen noch namhafte Gasüberschüsse zur Verfügung, die an fremde Industriewerke abgegeben werden können.

Die Vorgänge in den Oefen erfordern eine ständige Ueberwachung, und zwar eine Untersuchung des Rohstoffes und des Kaumazites, eine Bestimmung der Temperatur der Feuergase und eine Untersuchung der Schwelgase.

Der Heizwert des Kaumazites beträgt im Durchschnitt 6749 WE und seine chemische Zusammensetzung ist die folgende:

C	77,34 vH
H	1,47 »
S	1,06 »
N + O	0,96 »
hygroskopisches Wasser	4,20 »
Asche	14,97 »

Nachdem der Kaumazit aus dem Ofen gezogen ist, wird er durch eine Aufbereitung geführt und kommt dann in folgenden Korngrößen auf den Markt:

1. Körnung 12/24 mm für Sauggasanlagen,
2. » 0/24 » als Kesselkohle,
3. » 0/4 » , die zur Herstellung von Dauerbrand-

Preßkohlen verwendet wird. Diese Preßkohlen bilden einen guten Ersatz für Koks, besonders bei Zentralheizungen.

Wie die Analyse zeigt, ist der Kaumazit ein gasarmer, kohlenstoffreicher Brennstoff, der eine hohe Entzündungstemperatur hat. Infolgedessen müssen die Feuerungen als Unterwindfeuerungen ausgebildet werden, damit die Primärluft mit einer größeren Geschwindigkeit als bei den gewöhnlichen Feuerungen an den Brennstoff gelangt. Anfangs wurden die bekannten Kudlicz-Feuerungen verwendet; doch sah man sich infolge vielfacher Uebelstände bald veranlaßt, eigene Konstruktionen zu schaffen. Vor allem wurde Sorgfalt darauf verwendet, daß mit der zulässig niedrigsten Pressung unter dem Rost gearbeitet wurde. Verdampfungsversuche, die im Ziegelwerk der Dresdener Baugesellschaft von dem Rat der Stadt Dresden an einer Unterwindfeuerung mit zwei Hörenz-Terri-Ventilatoren vorgenommen wurden, hatten folgende Ergebnisse:

Versuchskessel: Zweiflammrohrkessel, Heizfläche	90	qm
Feuerung: Unterwind-Innenfeuerung, Rostfläche	2,88	»
Verbrauch an Kaumazit für 1 st und 1 qm Rostfläche	103	kg
Dampferzeugung für 1 st und 1 qm Heizfläche	26,20	»
mittlere Temperatur der Essengase vor dem Schieber	320° C	
Ueberdruck unter dem Rost	5,2	mm W.-S.
Schornsteinzug vor dem Schieber	6,3	» »
Kohlensäure vor dem Schieber	16,5	vH
Sauerstoff vor dem Schieber	3,4	»
Luftüberschuß	19,0	»
Nutzwirkung der Kesselanlage	72,2	»

Bei dieser Anlage wird der Abdampf der Ventilatorturbinen teilweise unter den Rost geleitet. Das hat nicht nur den Vorteil, daß die Roste gekühlt werden, sondern es wird auch die latente Wärme des Dampfes zum Anwärmen der Verbrennungsluft nutzbar gemacht.

Die größte von den Kaumazitwerken ausgeführte Anlage arbeitet seit Juni vorigen Jahres in dem Kraftwerk Mauerstraße der Berliner Elektrizitäts-Werke. Die Preßluft wird hier durch Schielesche Ventilatoren erzeugt, die von Elektromotoren angetrieben werden Für jeden Kessel ist ein Ventilator vorgesehen, dessen Luftförderung von den Heizern mittels eines Widerstandes geregelt werden kann. Die Heizer stellen die Ventilatoren und Essenschieber so ein, daß im Durchschnitt mit einer Pressung von 6 bis 8 mm Wassersäule unter dem Rost und einer Zugstärke von 5 bis 9 mm gearbeitet wird. Im Feuerraume selbst herrscht dann beinahe atmosphärische Pressung, so daß beim Oeffnen der Feuertür nicht wie bei gewöhnlichen Feuerungen große, die Feuertemperatur herabsetzende Luftmengen eingesaugt werden.

Vor allen Dingen kann man bei diesen Feuerungen selbst bei äußerst angestrengtem Betriebe mit einem geringen Luftüberschuß arbeiten, und es wurde bei den vielen Verdampfungsversuchen ein durchschnittlicher Luftüberschuß von 19 vH nachgewiesen. Des weiteren ist der Kaumazit ein vollkommen rauchloser Brennstoff. Neben diesem Vorteil spielen die Kosten des Kaumazites eine Rolle; die Preise sind jedoch so bemessen, daß in Dresden in den meisten Betrieben eine Ersparnis von 3 bis 10 vH verbürgt werden kann.

Schließlich bespricht der Vortragende noch die Verwertung der Abfälle. Die hierzu eingerichtete chemische Abteilung der Kaumazitwerke zerfällt in eine Fabrik zur Verarbeitung von Gaswasser und von Salmiakgeist und in die Teerdestillation. Die gelieferten Erzeugnisse sind: Braunkohlenbenzin (Siedepunkt 70 bis 100°, Entzündungspunkt etwa 37°, spezifisches Gewicht 0,830 bis 0,850), Karbonöl (Siedepunkt 160 bis 220°, Entzündungspunkt etwa 63°, spezifisches Gewicht 0,850), Braunkohlenpech (Schmelzpunkt 85 bis 95°) und Karbolineum (mit etwa 16 vH Kreosotgehalt).

Eingegangen 13. November 1905.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 18. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Kliewer. Schriftführer: Hr. P. Abt.

Anwesend 54 Mitglieder und 246 Gäste.

Hr. Dechamps spricht über die technische Entwicklung des Automobilismus. Ausgehend von der Motorwagenausstellung in Frankfurt a. M. gibt er einen Ueberblick über die Entstehung der Motorwagen und hebt hervor, daß dieser Industriezweig durch eine Vereinigung des Maschinenbaues und des Sportes ins Leben gerufen sei. Alsdann wendet er sich der Entwicklung der Einzelheiten zu.

Zurzeit werden über 90 vH aller Motorwagen durch Explosionsmotoren betrieben. Als ältesten Vertreter des Automobilmotors kann man den alten Benz-Motor ansehen, der sich vor allem durch große Dauerhaftigkeit auszeichnet. Manche spätere Automobilmotoren sind inzwischen vergessen worden, aber von den alten Benz-Wagen laufen noch heute manche. Freilich war der Motor schwerfällig, sein Triebwerk lag offen, und er machte nur einige hundert Umläufe, während sich die modernen Zwergmotoren mit 1500 Uml./min drehen. Der alte Benz-Wagen hatte die bescheidene Leistung von 3 PS, eine spätere Ausführung mit einander gegenüber liegenden Zylindern 5 PS, und diese Betriebskraft genügte nicht, um erhebliche Geschwindigkeiten zu erzielen. Daher war das Streben ständig darauf gerichtet, die Motorleistung zu erhöhen.

Unterschied sich bis dahin der Motor nur ganz unwesentlich von den ortfesten Maschinen, so bedingten die Sonderanforderungen des Motorwagenbaues bald eine Trennung beider. Es war nicht möglich, die Maschinenleistung durch Vergrößern der Zylinder zu erhöhen, denn hierbei kam man zu erheblichen höheren Gewichten; auch konnte man dem Fahrzeug nicht zumuten, größere Kräfte aufzunehmen, und schließlich bereitete es zu viel Schwierigkeiten, eine große Maschine in Gang zu setzen. Als Ausweg bot sich die Vergrößerung der Umlaufzahl und die Verwendung von Mehrzylindermotoren. Gerade in dem zuerst genannten Bestreben hat der Motorwagen bahnbrechend gewirkt und bewiesen, daß es wohl möglich ist, Maschinen zu bauen, die mit 1500 Uml./min arbeiten, ohne unzuverlässig zu sein, außergewöhnliche Abnutzungen aufzuweisen oder durch starke Erschütterungen zu stören.

Die erste Aenderung, die durch den Betrieb von Motorwagen notwendig wurde, war die Einkapselung des Getriebes. Ferner machte der leichte Rahmen, der starken Stößen nicht gewachsen war, einen sorgfältigen Massenausgleich erforderlich. Auch die bei ortfesten Maschinen übliche Steuerung mit ihrem schwerfälligen Hebelwerk genügte den Ansprüchen bald nicht mehr; vielmehr verlangte man Mechanismen, deren bewegliche Teile völlig eingekapselt werden konnten. Sogar von der selbsttätigen Bewegung des Einlaßventiles, die sich bei ortfesten Anlagen als völlig ausreichend erwiesen hatte, kam man mit der Zeit ab.

Mehr noch als der Motor selbst sind die Zubehörteile verändert worden. So ist z. B. die Schmierung selbsttätig eingerichtet worden, und man hat den Fahrer in den Stand gesetzt, durch Kontrollpumpen, Schaugläser und dergl. sich stets über das Arbeiten der Schmierung oder des Wasserumlaufes zu unterrichten. Der Regulator ist auf Anregung der Fahrer hinzugekommen, die nicht Lust hatten, die Kraftabgabe des Motors den ständig schwankenden Betriebsbedingungen entsprechend stetig zu regeln. Zwar besaß die ortfeste Gasmaschine bereits eine Regelung, aber diese arbeitete meist mit Aussetzern, wie man sie auch bei den älteren Rennwagen vertreten findet, und war zu geräuschvoll und unruhig.

Bei der Kühlung versuchte man anfangs mit Luftkühlung auszukommen; später griff man zu der einfachen Verdampfungskühlung. Diese bedingte jedoch einen großen Wasservorrat. Auch die hohe Zylindertemperatur und die daraus herrührende geringe spezifische Leistung wurden als Uebelstände empfunden und durch die Einführung der Schlangenkühler beseitigt. Billig waren zwar diese Vorteile gerade nicht erkauft, denn zu dem Wasserbehälter kommen noch die Pumpe und der eigentliche Kühler hinzu; aber die ständig wachsende Motorleistung machte immer größere Kühlflächen nötig, und man verlangte, daß diese ohne wesentlich größeren Raumbedarf und ohne erhebliches Mehrgewicht untergebracht würden. Den Erfolg dieses Strebens sieht man in dem Bienenkorbkühler und den verwandten Konstruktionen, bei denen der besondere Wasserbehälter fortfällt und der Luftzug durch Ventilatoren künstlich erhöht wird. Aus den Angaben einiger der bedeutendsten Fachfirmen hat der Vortragende zusammengestellt, daß durch den Uebergang vom Schlangenkühler zum Zellenkühler das Gewicht des Kühlers für 1 PS von 1 auf 0,55 kg vermindert worden ist, die Raumbeanspruchung von 0,003 cbm auf 0,0014 cbm.

Die alten Gasmaschinen waren allgemein mit Oberflächenvergasern versehen. Für die ältesten Motorwagen übernahm man zunächst diese bewährte Konstruktion; aber die schweren und sperrigen Einrichtungen erwiesen sich als durchaus ungeeignet. Man ging darauf zu den Einspritzvergasern über. Hierzu fand man im allgemeinen Maschinenbau zwar das Vorbild, aber es mußten völlig neue Konstruktionen geschaffen werden. Denn die ortfesten Maschinen arbeiten meist mit gleichbleibender Belastung und stets mit derselben Umlaufzahl; die Luft- und Witterungsverhältnisse ändern sich nur unerheblich, und ein geschulter Wärter ist stets vorhanden. Bei den Motorwagen liegen dagegen die Verhältnisse ganz anders, und schließlich verlangte man noch, daß die Vergasung selbsttätig geregelt werde.

Aehnlich wie die Vergasung hat auch die Zündung manche Wandlung durchmachen müssen, ehe sie zur heutigen Vollkommenheit gebracht wurde. Die Glührohrzündung und die Zündflammen sind der elektrischen Zündung gewichen, und die letztere hat in den letzten 5 Jahren durchgreifende Aenderungen durchgemacht. Ein großer Fortschritt war es unter anderm, daß man sich durch Verwendung der magnetelektrischen Zündung von der unsicheren Stromquelle frei machte, und ein weiterer Schritt, daß man in der Lichtbogenzündung die Vorteile der Stromerzeugung durch den Motor

mit der einfachen Zündkerze vereinigte und so den Zylinder von dem lästigen Abreißgestänge befreite.

Für die Kupplung bot der Maschinenbau vor allem zwei Konstruktionen: die Kupplung durch Riemen mit fester und loser Scheibe und die Reibkegelkupplung, von denen die letztere sich siegreich behauptet hat. Die Riemenkupplung hat sich nicht bewährt, weil die Riemenlänge zu gering und der Einfluß der Witterung zu groß war. Die Kegelkupplung hat natürlich im Laufe der Zeit manche Abänderung erfahren; man kapselte sie ein und versah sie mit Vorrichtungen, um eine Rückwirkung des axialen Druckes der Feder auf das Getriebe zu verhindern; man brachte ferner Verriegelungen und Vorrichtungen zum Anpressen der Belederung an. Da die Konstruktionsschwierigkeiten der Kegelkupplung mit steigender Leistung außerordentlich wuchsen, sind im Laufe der Zeit auch metallische Kupplungen aufgetaucht, die ihre Vorbilder im allgemeinen Maschinenbau haben.

Ein notwendiges Uebel der Motorwagen ist das Wechselgetriebe. Da aber die Motoren in bezug auf Veränderlichkeit der Umlaufzahl gegen früher erheblich verbessert sind, so ist die Bedeutung des Wechselgetriebes gesunken. Bei älteren Wagen ist mit gleichem Mißerfolg wie bei der Kupplung versucht worden, die Umlaufzahl durch Riementrieb mit Stufenscheiben zu ändern. Aber bald brachten Panhard & Levassor verschiebbare Räder auf. Von der ersten Form, bei der die Kraft stets von einer Achse auf die andre übertragen wurde, ist man auf die heutzutage meist verbreitete gekommen, bei welcher bei höchster Geschwindigkeit alle Räder ausgeschaltet sind. Neuerdings findet eine Vervollkommnung Verbreitung, die unter Verwendung mehrerer verschieblicher Vorgelege erlaubt, von der Leerlaufstellung ohne weiteres auf jede einzelneStufe zu schalten. Der Hauptfortschritt liegt aber wohl weniger in der kinematischen Aenderung, als in der Verwendung gleichzeitig zähen und harten Materials, das imstande ist, die bei unsachgemäßem Einschalten eintretende Beanspruchung zu ertragen.

Der Rahmen bestand in den Jugendjahren des Motorwagenbaues aus Holz oder nach Art des Fahrrades aus Stahlrohren. Holzrahmen waren zwar billig und leicht zu bearbeiten, aber der Baustoff war unsicher, die Verbindungen lockerten sich, und eine genaue Montage der Maschine war schwierig. Man brachte zunächst einen Hülfsrahmen aus U-Eisen für den Motor und das Getriebe an und verstärkte den Hauptrahmen durch Stahlbleche. Mit dieser Verstärkung mußte man immer weiter gehen, bis man schließlich zu dem modernen gepreßten Stahlrahmen kam. Die Rohrrahmen bewährten sich bei kleinen Wagen leidlich, aber größeren Beanspruchungen gegenüber zeigten sich die vielen Lötverbindungen nicht stark genug. Die Entwicklung des Rahmens ist auch für den Uebergang von der handwerksmäßigen Herstellung zur Massenfabrikation kennzeichnend. Während bei Holzrahmen die Einzelherstellung von Hand sich von selbst ergibt, verlangt das Rohrgestell schon eine völlig durchgeführte Konstruktion; aber Längenänderungen sind noch immer zulässig. Für Verwendung des Stahlrahmens ist aber Massenfabrikation Grundbedingung, denn nur dann ist es möglich, trotz der kostspieligen Preßformen genügende Billigkeit zu erzielen.

Die Lenkvorrichtung der älteren Wagen hatte einen Lenkschemel. Erst als man den Motor nach vorn legte, kam man darauf, eine feste Achse mit drehbaren Schenkeln zu verwenden. Damit war die Grundlage für die leichte Lenkbarkeit gegeben. Die Betätigung der Lenkvorrichtung entnahm man dem Fahrradbau. Die Lenkstange des Fahrrades war aber unbequem; deshalb wurde ein einziger Lenkgriff eingeführt, und aus diesem entwickelte sich das moderne Lenkrad. Die Rückstöße der Steuerung mußte der Fahrer zuerst selbst auffangen, und erst als mit Steigerung der Geschwindigkeit diese Stöße unerträglich wurden, griff man zur Schnecken- und Schraubensteuerung, die eine Rückwirkung der Stöße unmöglich macht.

Bei den Rädern ging es ähnlich: die ersten Motorwagen hatten entweder hölzerne Wagenräder oder Fahrradräder mit Drahtspeichen. Aus den Mißerfolgen beider entstand im Laufe der Zeit das moderne Motorwagenrad.

Von Holzbremsen, die durch Kurbel und Schraube betätigt wurden, und die einen starken Reifenverschleiß zur Folge hatten, kam man ebenso schnell ab, wie von der Betätigung durch die Kurbel. Heute findet man an allen Wagen Backen- und Bandbremsen mit besondern Bremstrommeln. Eine Bremse genügte bald nicht mehr; man wendet meist deren zwei an, von denen eine von Hand, die andre durch einen Fußhebel betätigt wird. Mit steigender Fahrgeschwindigkeit wurde der Ausbildung der Bremsen, von deren Zuverlässigkeit in erster Linie die Sicherheit abhängt, mehr Beachtung geschenkt. Die einfachen Backenbremsen wurden durch Differentialbremsen ersetzt, die man mit Nachstellvorrichtungen versah. Man brachte einen Ausgleich zwischen den beiden Bremsen der Hinterräder an, um zu vermeiden, daß sich der Wagen dreht, wenn die Bremsen einseitig angezogen werden. Mitunter wurde die Kupplung mit der Bremse derart vereinigt, daß sich der Motor beim Bremsen selbsttätig auskuppelt. Man versah die Bremsen ferner mit besonderer Wasserkühlung, und schließlich wurde auch die Bremse wie die übrigen Teile durch Einkapselung vor dem Verschmutzen geschützt.

Die Gummireifen haben für die Motorwagen noch weit größere Bedeutung als für die Fahrräder. Die Automobilmaschine würde den Stößen infolge der Unebenheit des Weges nie gewachsen sein, und die zur Ueberwindung der Stöße aufgezehrte Energie würde es unmöglich machen, größere Geschwindigkeiten zu erreichen, wenn der Gummireifen das Hindernis nicht ausgliche. Die Anforderungen an die Gummifabriken waren nicht gering; im Laufe von 20 Jahren ist die Geschwindigkeit von 20 bis auf rd. 100 km/st gesteigert worden, und die Beanspruchung der Reifen wächst in höherer Potenz. Aber unermüdlich hat eine Verbesserung die andre verdrängt, und so besitzen die modernen Wagen Reifen, die, was Haltbarkeit, Betriebsicherheit, Verhinderung des Schleuderns und Einfachheit beim Abnehmen angeht, vom Redner als leidlich bezeichnet werden; denn die Gummireifen sind immerhin ein schwacher Punkt des Motorwagens.

Den wesentlichen Unterschied zwischen den älteren und den modernen Motorwagen kennzeichnet der Vortragende in folgender Weise: Bei älteren Wagen baute man einen Motor, ein Getriebe, eine Hinterradachse, und erst bei der Montage dachte man daran, Anschlüsse, Rohrleitungen und Bedienungsgestänge anzubringen. Als Folge ergab sich ein wirres Kreuz und Quer von Stangen, Rohren, Leitungen und Hebeln. Bei neueren Wagen sind von vornherein auch die geringfügigsten Nebensachen bedacht worden; die Bedienungsteile sind nicht nachträglich angeklebt, sondern sie wachsen gleichsam aus den Maschinenteilen heraus, und man erhält so einen übersichtlichen, einheitlichen Bau und einen hohen Grad von Betriebsicherheit. Bei einem modernen Untergestell ist alles den Blicken durch Einkapselung entzogen, und auch in der Art der Einkapselung sieht man Unterschiede. Früher wurde ein Segeltuch untergespannt, oder ein klappernder Blechkasten hielt den Straßenschmutz ab. Jetzt bilden die Unterteile der Gehäuse vielfach selbst die Abdeckung, und auf die Wahl rundlicher Formen und die Vermeidung aller Schmutzecken wird großer Wert gelegt. Statt des I-Querschnittes des Maschinenbaues nimmt man mit Vorliebe rundlich geschlossene Formen, Hohlgußkörper und dergl. Der Gesamteindruck der neueren Wagen ist keineswegs schwerfällig zu nennen, denn die vielen neuen Teile drängten den Konstrukteur zur Gewichtersparnis. Mit Wohlgefallen sieht der Fachmann überall das Bestreben, Körper von gleicher Festigkeit auszubilden.

Der Wagenkasten selbst ist ganz unabhängig von allen Maschinenteilen und dient nicht als Träger von Gefäßen oder Stützpunkt von Hebeln. Anfänglich war das Bild des Pferdefuhrwerkes so fest eingewurzelt, daß keinem der Gedanke kam, die neue Gattung von Fahrzeugen bedürfe auch einer neuen Form. Deshalb versteckte man den Motor unter dem Sitz oder im Hinterteil des Wagens. Aber bald drang die Erkenntnis durch, daß die Maschine jederzeit ohne Schwierigkeit überblickt werden müsse. Auf diese Weise kam man zum vorn stehenden Motor, der gleichzeitig der Forderung nach besserer Gewichtverteilung auf beide Achsen und tieferer Lage des Schwerpunktes genügte. Die den Motor überdeckende Haube ist seitdem das kennzeichnende Merkmal des Motorwagens geblieben. Mit dem wachsenden Verständnis für den Motorwagen ging man davon ab, den Zweck der Konstruktionselemente zu verschleiern, suchte vielmehr durch sinngemäße Formgebung ihre Bestimmung kenntlich zu machen; die Linien wurden straffer, ernster, auch vorn weisend. Auch die Formen des Wagenkastens zeigen einen entsprechenden Wandel. Von dem hohen Kasten ging man mit der wachsenden Geschwindigkeit schnell ab, und die folgende Zeit des überhandnehmenden Sports fiel in das Gegenteil, indem sie tiefe langgestreckte Wagen schuf.

Als sich aber das Bedürfnis nach Luxus- und Gebrauchsfahrzeugen, nach Wagen für weitere Reisen einstellte, verlangte man breite, gut gefederte Sitze, die den Körper fest umschließen und ihm beim Fahren in Kurven und beim Bremsen den nötigen Halt geben; auch genügender Raum zum Ausstrecken der Beine soll vorhanden sein. Die Einstiege wurden bequemer und breiter, und man ging von der unbequemeren Tonneau-Form fast allgemein zum seitlichen Einstieg über. Auch die geschlossenen Wagen haben im letzten Jahr außerordentlich an Verbreitung zugenommen.

Der Redner beschäftigt sich schließlich mit der voraussichtlichen zukünftigen Entwicklung der Motorwagen und erörtert die Aufgabe, billige Motorwagen[1]) und Lastwagen zu bauen.

Darauf werden Vereinsangelegenheiten behandelt.

Eingegangen 27. November 1905.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 13. November 1905.

Vorsitzender: Hr. Döderlein. Schriftführer: Hr. Scherer.

Anwesend 23 Mitglieder und 2 Gäste.

Hr. Brauer berichtet über den Entwurf zu Normen für Leistungsversuche an Kraftgasanlagen und Verbrennungs-Kraftmaschinen, Hr. Kempf bespricht die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

Darauf wird das Rundschreiben des Bayerischen Bezirksvereines betreffend die Behandlung wirtschaftlicher Fragen im Verein deutscher Ingenieure beraten. Zunächst verliest der Vorsitzende einen Brief des Professors Dr. v. Zwiedineck-Südenhorst von der Technischen Hochschule in Karlsruhe, worin der Schreiber seine Meinung dahin zusammenfaßt, das er es für eine der wichtigsten Fragen moderner Sozialpolitik, also der auf den Ausgleich der Gegensätze zwischen den Gesellschaftsklassen hinarbeitenden Wirtschaftspolitik hält, wie die Arbeit des Technikers am besten zum Wohl aller Klassen der Gesellschaft fruchtbar gemacht wird. Voraussetzung für die Lösung dieser Frage sei, daß jeder Techniker sich der Wirkung seiner Tätigkeit auf die Wirtschaft im allgemeinen, besonders aber auch auf die einzelnen Schichten der wirtschaftlichen Gesellschaft bewußt werde. In diesem Sinne begrüße er die Bestrebungen, den Techniker der Praxis zur Untersuchung solcher wirtschaftlicher Wirkungen anzuregen und ihn über wirtschaftliche Fragen aufzuklären. Dabei habe er vor allem die Hebung des Technikerstandes zu jener Stufe im Auge, der gegenüber jedes Bedenken gegen die Besetzung wichtiger leitender Verwaltungsstellen mit Technikern schwinden müsse. Wenn dieses selbstverständliche Ziel des Standes wirklich erreicht werden solle, dann gelte es aber auch, den Techniker schon frühzeitig für Dinge zu interessieren, die nicht rein technische Aufgaben sind. Solle der Techniker verwalten, so müsse er in gewissem Maß auch Kaufmann und Arbeitgeber zu sein gelernt haben, solle er staatliche oder städtische Betriebe leiten, so müsse er Volkswirt und einigermaßen Finanzmann sowie befähigt sein, sich möglichst rasch in Gesetzgebung und Rechtsprechung zurechtzufinden. Dazu bedürfe es einer Schulung, und zwar schon auf der Hochschule. Der Techniker sollte also mit der Erzeugung, dem Umlauf und der Verteilung der Güter, mit dem Ineinandergreifen der Teile des wirtschaftlichen Lebens und der Verwaltung möglichst bald und vollkommen vertraut gemacht werden. Des weiteren macht Prof. v. Zwiedineck-Südenhorst Vorschläge, wie die literarische Tätigkeit von Ingenieuren auf wirtschaftlichem Gebiete durch den Verein gefördert werden könne.

Aus der Mitte der Versammlung wird eine Zusammenstellung wirtschaftlicher Fragen verlesen, die zur Behandlung geeignet wären, und zwar: Buchhaltung, Bilanzaufstellungen und Kontokorrentrechnungen, Rechtsbestimmungen bei Vertragabschlüssen und Verbindlichkeiten bei Angeboten auf Grund von Voranschlägen, die Erledigung von Rechtsfragen bei Streitigkeiten mit den Arbeitern und mit den Abnehmern, der Verkehr mit Lieferanten, die Tätigkeit der Börsen in den Industrieunternehmungen.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch spricht Hr. Helck die Meinung aus, daß das Hauptgewicht der wirtschaftlichen Ausbildung von Ingenieuren schon in die Studienzeit zu verlegen sei. Hr. Brauer weist darauf hin, daß diese Seite der Ingenieurbildung an den Hochschulen schon seit lange berücksichtigt wird. Er empfiehlt, durch den Bezirksverein wirtschaftliche Kurse zu veranstalten. Der Vorsitzende ist der Ansicht, daß das Hauptgewicht nicht auf die Ausbildung an der Hochschule zu legen ist, sondern daß die Gelegenheit, wirtschaftliche Kenntnisse zu erwerben, den Ingenieuren der Praxis von den Bezirksvereinen selbst gegeben werden solle, aber nicht durch besondere Vortragskurse, sondern durch Vorträge und Erörterungen über wirtschaftliche Fragen in den Vereinssitzungen selbst. Er stellt schließlich folgende Anträge:

1) Der Karlsruher Bezirksverein stimmt dem Vorschlage des Bayerischen Bezirksvereines über Behandlung wirtschaftlicher Fragen im Verein deutscher Ingenieure zu und ist entschlossen, auch seinerseits die wirtschaftliche Ausbildung nach Kräften zu fördern.

2) Wahl einer ständigen wirtschaftlichen Kommission zur Ausführung dieses Beschlusses.

Beide Anträge werden einstimmig angenommen.

Eingegangen 24. November 1905.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 25. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Post. Schriftführer: Hr. Fasig.

Anwesend 54 Mitglieder und 7 Gäste.

Der Vorsitzende gibt bekannt, daß der Bezirksverein den Verlust zweier Mitglieder zu beklagen hat: des Geh. Hofrats Prof. Dr. H. Meidinger in Karlsruhe und Ad. Koeppel in Mannheim; die Versammlung erhebt sich zu Ehren der Verstorbenen von den Sitzen.

Darauf spricht Hr. Hahn über den gegenwärtigen Stand der elektrothermischen Eisen- und Stahlerzeugung in Europa. Er beschreibt die Verfahren von Héroult, Stassano und Kjellin sowie einige danach betriebene Anlagen[1]). Zum Schluß teilt er über die neuesten Fortschritte auf diesem Gebiete mit, daß die Neuhausener Aluminium-Industrie-Aktiengesellschaft die Lizenz für das Héroultsche Verfahren erworben und eine andre Gesellschaft »Elektrostahl« gebildet hat, die das Verfahren in einer Anlage der Firma Richard Lindenberg in Remscheid-Hasten durchführen wird. Die Röchlingschen Eisen- und Stahlwerke in Völklingen und andre bedeutende Hüttenwerke der Minettegegend beabsichtigen ebenfalls, elektrische Betriebe einzuführen. Auch die Kalziumkarbid-Genossenschaft Gurtnellen setzt in diesem Jahre noch einen Kjellinschen Ofen mit 500 PS in Betrieb. Zurzeit hat sich Héroult nach Kanada begeben, um sein Verfahren in den Stahlwerken zu Syracuse einzuführen. Außerdem baut die kanadische Regierung in Sault St. Marie einen Héroultschen Schmelzofen, welcher Bau von Héroult geleitet wird.

In der sich anschließenden Erörterung fragt Hr. Studt, ob die Oefen von Stassano und Kjellin nicht einen sehr geringen Energieumsatz hätten, da doch die Sekundärwicklung infolge des dicken Ofenmauerwerkes weit von der Primärwicklung entfernt sei, so daß die Kosten sehr hoch sein müßten. Der Vortragende erwidert, daß das allerdings der Fall sei. Aber in Gysinge werde Tiegelgußstahl bedeutend billiger als nach dem alten Verfahren im Tiegel erzeugt. Zur Herstellung von 1 t Tiegelstahl im Tiegelofen seien 1200 kg Kohle = 12 ℳ und 35 bis 40 Tiegel nötig. Rechne man einen Graphittiegel zu 5 ℳ und nehme an, daß die Tiegel nur einmal benutzt werden, wie es bei der Erzeugung eines vorzüglichen Stahles der Fall ist, so betrügen die Kosten für die Tiegel 175 bis 200 ℳ/t, benutze man die Tiegel dreimal, 55 bis 67 ℳ. Die Strom- und Reparaturkosten für 1 t Elektrostahl stellten sich dagegen in Gysinge nur auf 8,32 ℳ; allerdings sei dabei vorausgesetzt, daß 1 KW-Stunde nur 0,6 Pfg koste.

Darauf berichtet Hr. Post über die Ausschußsitzung vom 10. Oktober 1905 in Berlin betr. die Hebung der geistigen Tätigkeit in den Bezirksvereinen[2]).

Schließlich spricht Hr. J. G. Heilig über Kryptol und seine Verwendung zum Heizen und Schmelzen. Kryptol ist eine Erfindung des Dr. A. Voelcker und seiner Mitarbeiter Dr. Bermbach, Bronn u. a. Es ist eine körnige Masse, die aus Kohle in verschiedenen Modifikationen, einigen Siliziden sowie andern anorganischen Beimengungen besteht. Wenn man Kryptol zwischen zwei Elektroden bringt und den Strom einschaltet, so beginnt die Masse zu glitzern, indem der Funke zwischen den vorläufig unvollkommenen Berührungsflächen einzelner Kryptolkörnchen überspringt. In kurzer Zeit verschwindet das Funkeln, und es beginnt eine mehr oder weniger rasche Erhitzung, je nach der Stärke der Kryptolschicht und des verwendeten Stromes.

Die ersten elektrischen Heizeinrichtungen waren in der Weise konstruiert, daß man um elektrische Isolatoren, meist Porzellan, dünne Metalldrähte schraubenförmig aufwickelte und Strom hindurchschickte. Diese Vorrichtungen litten an dem Mangel, daß die Drähte leicht durchbrannten, sei es infolge der raschen Oxydation, sei es infolge von Stellen geringerer Festigkeit im Material. Am meisten waren sie der Zerstörung durch verhältnismäßig kleine Ueberhitzungen, verursacht durch Spannungsschwankungen, ausgesetzt. Besonders der hohe Preis der Edelmetalle veranlaßte aber den Konstrukteur, das zum Erhitzen benutzte Edelmetall möglichst stark in Anspruch zu nehmen. Ein Kilogramm Kryptol kostet jedoch nur 3 ℳ.

---

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 451.

[1]) s. Z. 1905 S. 180, 966.

[2]) s. Z. 1905 S. 1885.

Neuere Heizvorrichtungen zeigen zwar die Mängel des Durchbrennens nicht mehr in dem hohen Maße, da man die Edelmetalle entweder auf galvanischem Weg auf eine isolierende Unterlage aufbringt, oder sie in dünner Schicht aufpreßt. Die Heizwirkung des Kryptols ist aber auch diesen Vorrichtungen noch überlegen. Eine ganz natürliche Erklärung findet das in der Tatsache, daß man den zu erhitzenden Gegenstand unmittelbar auf das glühende Kryptol aufsetzen kann, und daß die erhitzte Kryptolmasse selbst die Wärme außerordentlich lange hält.

Ein wesentlicher Umstand ist bei allen bisher für Heizzwecke gebauten Vorrichtungen die Höhe der verwendeten Spannung gewesen. Für eine Kryptoleinrichtung ist es aber ganz gleichgültig, ob sie mit 110 oder 220 oder gar 440 V betrieben wird; man gibt einfach die entsprechende Menge Kryptol auf. Eine Heizvorrichtung mit Edelmetall für 110 V brennt durch, wenn man sie mit 220 V betreibt; oft genügen schon verhältnismäßig kleine Spannungsschwankungen, um sie zu beschädigen. Eine Kryptolvorrichtung kann mit dem gerade verwendeten Kryptol um 50 vH Spannung ohne irgend welche Schädigung überlastet werden. Höchstens verzehrt sich eine unbedeutende Menge Kryptol. Vorrichtungen mit Edelmetallen brennen in den weitaus meisten Fällen an den Ein- oder Austrittstellen des Stromes durch; bei Anwendung von Kryptol ist das ausgeschlossen, weil man Kohlenelektroden benutzt.

Das Gesagte gilt hauptsächlich für die Anwendung des Kryptols bis zu Temperaturen von höchstens 600°. Kryptol ist aber auch für wesentlich höhere Temperaturen zu verwenden, wo Edelmetalle überhaupt ausgeschlossen sind. Kohlenstoff beginnt erst bei Temperaturen von 3500° zu verdampfen, und einige Kryptolsorten erhalten zur Herabminderung ihrer Leitfähigkeit schlecht leitende Beimischungen, wie Kieselsäure. Infolgedessen kann Kryptol zur Erzeugung von Temperaturen von 2000° und darüber Verwendung finden, während die kostspieligsten Edelmetallkörper nur eine Erhitzung bis rd. 1500° gestatten und dabei in kurzer Zeit Veränderungen erleiden, die zur Folge haben, daß die erreichbare Temperatur sinkt und die teuern Metalle häufig ersetzt werden müssen. Selbst Iridium und Osmium leiden bei Temperaturen von 2000° schon merklich.

Der Vortragende beschreibt schließlich eine Anzahl von Heizvorrichtungen mit Kryptol.

Eingegangen 23. November 1905.

Oberschlesischer Bezirksverein.

Sitzung vom 16. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Boltz. Schriftführer: Hr. Heidepriem

Anwesend 95 Mitglieder.

Die Sitzung fand im Zechenhaus des Steinkohlenbergwerkes Boer-Schächte in Kostuchna im Anschluß an eine Besichtigung der Anlage statt.

Der Direktor des Bergwerkes Hr. Reimerdes spricht über die Grubenanlage. Er gibt Erläuterungen über das Abbaufeld der Emanuelssegengrube und der Boer-Schächte. Das Emanuelssegenflöz wird durch zwei Hauptsprünge in drei Teile geteilt, einen feststehenden und zwei gesunkene. Es fällt mit etwa 4° nach Süden ein. Vor dem Abteufen der Boer Schächte wurden Bohrlöcher getrieben, welche das Flöz bei einer Teufe von rd. 182 m nachwiesen. Beide Schächte sind bis zu dieser Teufe niedergebracht. Beim Auffahren ins Feld erwies sich, daß die Schächte in einem Sprungbündel standen. Das vorgelegte Grubenbild zeigt infolgedessen scheinbar Regellosigkeit in der Auffahrung der Strecken. Sprünge von 20 und mehr Meter verwerfen das Flöz ins Hangende, so daß man gezwungen ist, bei 90 m den Füllort anzusetzen und einen nördlichen Querschlag zu treiben, bis man den regelmäßigen Flözteil erreicht.

Darauf bespricht Hr. Maschinenmeister Alvensleben die Tagesanlagen, unter anderm die Aufbereitung, die für 200 t/st gebaut wird, das Kesselhaus und die Fördermaschinen. Eine der letzteren ist statt mit der üblichen Dampfbremse mit einer Vakuumbremse versehen, die in gleicher Weise wie die Bremsen der Eisenbahnwagen wirkt und den Vorteil hat, daß sie mit beliebigem Druck angelegt werden kann.

Ferner werden über die Belastung des Drehstrom-Kraftwerkes einige Mitteilungen gemacht. Das Werk ist für eine Leistung von 1200 KW gebaut, und bis jetzt sind 25 Motoren und 11 Transformatoren mit insgesamt 1072 KW angeschlossen. Hiervon sind für kurze Zeit am Tage höchstens 52 vH im Betrieb, während einer Stunde 46,6 vH, im Tagesdurchschnitt 39 vH und im Monatsdurchschnitt 26,6 vH.

Eingegangen 24. November 1905.

Thüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 23. Mai 1905.

Vorsitzender: Hr. Meyer. Schriftführer: Hr. Donner.

Anwesend 31 Mitglieder und 8 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Dinge spricht Hr. Schkommodau über neuere Massenfabrikation im Maschinenbau. Er hebt einleitend den Gegensatz zwischen dem älteren Maschinenbau und der modernen Maschinenfabrikation hervor und geht auf die Mittel ein, durch welche die letztere erreicht werden kann. Vor allem weist er auf die Normalisierung von Einzelteilen hin [1]). Alsdann wendet er sich den erforderlichen Werkstatteinrichtungen zu, insbesondre den Grenzlehren, Schleifmaschinen, Aufspannvorrichtungen, Fräseinrichtungen, Bohrschablonen, selbsttätigen Drehbänken usw. Zum Schluß widmet er noch der modernen Werkstattbuchführung einige Worte und zeigt die Zweckmäßigkeit graphischer Darstellungen für die Festsetzung richtiger Akkordsätze sowie für die Beurteilung des Standes der Arbeiten und der Ausnutzungsfähigkeit der Werkzeugmaschinen.

Darauf berichtet Hr. Löser über die Denkschrift betr. die mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen usw.

Ausflug zur Besichtigung der Anlagen des Kaliwerkes Wansleben der Mansfelder Gewerkschaft am 8. Juli 1905.

Anwesend 30 Mitglieder.

Zunächst gibt der Leiter der Chlorkaliumfabrik, Hr. Dr. Rink, einen Ueberblick über das Verfahren dieser Fabrik, in welcher aus dem bergmännisch gewonnenen Carnallit in der Hauptsache Chlorkalium entweder für landwirtschaftliche Zwecke (Ausfuhr nach Amerika) oder zur Weiterverarbeitung in chemischen Fabriken hergestellt wird. Der Carnallit wird gebrochen, gesiebt und gemahlen und alsdann in sogenannter Löselauge gelöst, wobei sich Kiserit abscheidet. Das Salz wird dann durch Eindampfen und Auskristallisieren gewonnen, getrocknet und gelagert. Mittels einer von der Fabrik besonders geschaffenen Einrichtung wird Brom aus der Endlauge gewonnen.

Sitzung vom 12. September 1905.

Vorsitzender: Hr. Meyer. Schriftführer: Hr. Donner.

Anwesend 12 Mitglieder und 4 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Dinge berichtet der Vorsitzende über die Hauptversammlung in Magdeburg und die vorangegangene Sitzung des Vorstandsrates. Des weiteren bespricht er eine Reihe von Ausflügen: nach Leipzig am 21. Juli 1905 zur Besichtigung der Deutschen Spitzenfabrik A.-G. in Leipzig-Lindenau und nach Gr.-Lichterfelde und Berlin am 2. September zur Besichtigung des kgl. Materialprüfungsamtes [2]) und der Fabrik der A.-G. Ludw. Loewe & Co.[3]).

Sitzung vom 10. Oktober 1905.

Vorsitzender: Hr. Meyer. Schriftführer: Hr. Beisert.

Anwesend 26 Mitglieder und 2 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Dinge spricht der Vorsitzende über den Entwurf zu Normen für Leistungsversuche an Gaskraftanlagen und Verbrennungskraftmaschinen. Er erklärt sich im wesentlichen mit den Normen einverstanden und erläutert im besondern die Bestimmungen über die Zahl und die Dauer der Untersuchungen, die bei einem Leistungsversuche vorzunehmen sind, die Ermittlung des Brennstoffverbrauches, die Bestimmung des Heizwertes des verwendeten Brennstoffes und die Bestimmung der effektiven Leistung. Schließlich erörtert er die Frage, was unter der indizierten Leistung und unter dem Wirkungsgrad zu verstehen sei.

Eingegangen 30. November 1905.

Westfälischer Bezirksverein.

Sitzung vom 9. November 1905.

Vorsitzender: Hr. Franzius. Schriftführer: Hr. Köhler.

Anwesend 44 Mitglieder und 44 Gäste.

Hr. Blume hält einen Vortrag: Im Fluge durch Amerika zur Weltausstellung in St. Louis[4]).

[1]) s. Z. 1904 S. 1221. [2]) s. Z. 1904 S. 1021.
[3]) s. Z. 1899 S. 1188. [4]) s. Z. 1905 S. 1569.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

The Ball & Norton belt type magnetic separator. (Iron Age 23. Nov. 05 S 1367/68*) Die eisenhaltigen Teile werden durch eine Reihe Pole von abwechselnder Polarität von einem Förderband auf ein andres gebracht.

Beleuchtung.

Reflectors, shades and globes. I. Von Cravath und Lansingh. (El World 25. Nov. 05 S. 907/08*) Ergebnisse von Messungen der Leuchtstärke von Kohlenfadenglühlampen mit Glocken und Schirmen verschiedener Art.

Bergbau.

Der Bergbau auf der Lütticher Weltausstellung. Von Herbst. Forts. (Glückauf 9. Dez. 05 S. 1521/30*) Aufbereitung Forts. folgt.

The Hampton water hoist. (Iron Age 30. Nov. 05 S. 1437/38*) Elektrisch betriebenes Wasserhaltungs-Schöpfwerk von 15 cbm/sk Leistung, gebaut von der Wellman-Seaver-Morgan Co. in Cleveland, O.

Dampfkraftanlagen.

Dampfkesselexplosion in Wilmsdorf Von Rolin. (Z. Dampfk. Maschttr. 6. Dez. 05 S. 467/70*) Die Explosion des liegenden Einflammrohrkessels von 11,2 qm Heizfläche und 0,6 qm Rostfläche hat großen Schaden angerichtet. Sie ist auf einen alten Riß am Mannlochausschnitt, der durch gewaltsames Anziehen der Deckelschrauben noch vergrößert worden ist, und auf eine Verstopfung des Manometerrohres durch Mennige zurückzuführen.

La surchauffe appliquée à la machine à vapeur d'eau. Von Sinigaglia. Forts. (Rev. Méc. Nov. 05 S. 440/64*) S. Zeitschriftenschau v. 18. Nov. 05. Ueberhitzung bei Dampfturbinen.

Eisenbahnwesen.

Der Probewagen für die Stadt- und Vorortbahn Blankenese-Ohlsdorf. Von Dietl. (El. Bahnen u. Betr. 4. Dez. 05 S. 649/60*) Doppelwagen, deren Hälften je eine Laufachse und ein zweiachsiges Triebdrehgestell haben. Ein Drehgestell ist mit zwei 115 pferdigen Einphasenstrommotoren, Bauart Winter-Eichberg, das andre mit einem Motor und einer Luftpumpe ausgerüstet. Die Motoren gestatten eine Höchstgeschwindigkeit von 50 km/st. Dem Wagen wird Wechselstrom von 6000 V durch eine Oberleitung zugeführt, dessen Spannung durch einen Transformator auf 750 V vermindert wird. Die Motoren werden durch elektrisch betätigte Schützen und Erregertransformatoren gesteuert.

Bremsversuche mit der Westinghouse-Schnellbremse an Güterzügen. Von Streer. Schluß. (Organ 05 Heft 12 S 297/306* mit 3 Taf.) Stehversuche, Regelungs- und Schnellbremsversuche. Darstellung der Bremswege. Schaulinien.

Track construction with steel longitudinals on the Pennsylvania R. R. (Eng. News 30. Nov. 05 S. 576*) Die Längsschwellen sind aus Blechen zusammengenietet, auf welche gußeiserne Schienenstühle gesetzt sind. Flacheisen dienen zur Querverbindung zwischen den Längsschwellen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The ferry bridge across the ship canal at Duluth, Minnesota. Von Turner. (Journ. Am. Soc. Civ. Eng. Okt. 05 S. 533/52* mit 2 Taf.) Das Obergestell der Schwebefähre hat rd. 121 m Spannweite. Der Abstand der Unterseite des Laufbahnträgers von der Wasseroberfläche beträgt 40 m. Der Betrieb der Fähre ist elektrisch. Konstruktionseinzelheiten.

The design of the post base of the Manhattan Bridge towers. (Eng. Rec. 25 Nov. 05 S. 605/06*) Die beiden Brückentürme wiegen je 5600 t. Konstruktionszeichnungen der Hauptsäulen.

Neuere Ausführungen in Eisenbeton. Von Eiselen. Forts. (Deutsche Bauz. 9. Dez. 05 S. 591/94*) Decken und Dachkonstruktionen. Schluß folgt.

The reinforced concrete bridge at Lake Park, Milwaukee. (Eng. Rec. 25. Nov. 05 S. 609/10*) Die ausführlich dargestellte Brücke hat 35,4 m Spannweite und besteht aus zwei parallelen Bogen von 137,2 × 30,5 qcm Querschnitt.

Silobauten in Eisenbeton. Von Schürsch. (Deutsche Bauz. 6. Dez. 05 Beilage S. 89/90*) Malzspeicher der Aktienbrauerei »Zum Löwenbräu« in München, gebaut von E. Züblin in Straßburg i. E.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 ℳ pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 ℳ pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Elektrotechnik.

Spannung, Spannungsdifferenz, Potential, Potentialdifferenz, elektromotorische Kraft. Von Emde. (Z. f. Elektrot. Wien 10. Dez. 05 S. 731/38*) Theoretische Erklärung der Begriffe.

Niagara power in the Gorge. II. (El. World 25. Nov. 05 S. 899/900*) Kanal, Sammelbehälter, Vorkammern, Rohrleitungen. Uebersicht über die aufgestellten Maschinen.

The efficiency of electrical power generating stations. Von Hobart. (El. World 25. Nov. 05 S. 901/04*) Bericht und Erläuterung über die Betriebsergebnisse, insbesondere über die Brennstoffausnutzung in 26 englischen Dampfkraft-Elektrizitätswerken.

Die Zerlegung der Ampèrewindungen des Einphasenmotors in entgegengesetzt umlaufende Ampèrewindungen. Von Thomälen. (Elektrot. Z. 7. Dez. 05 S. 1111/16*) Eingehende theoretische Untersuchung über die Wirkungsweise des Einphasenstrommotors. Schluß folgt.

Kommutator-Motoren für einphasigen Wechselstrom. Von Hoerburger. Forts. (Dingler 9. Dez. 05 S. 776/80*) Repulsionsmotor. Forts. folgt.

Performance of lighting-arresters on transmission lines. Von Neall. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Nov. 05 S. 1001/31* mit 3 Taf.) Anordnung und Konstruktion von Blitzschutzvorrichtungen der Westinghouse Co. und Bericht über ihre dauernde Ueberwachung bei mehreren Elektrizitätswerken mit Spannungen von 6600 bis 55000 V.

Eine neue Verlegungsart für Leitungen. Von Kuhlo. (Elektrot. Z. 7. Dez. 05 S. 1119/21*) Die bei Anschlüssen an das Leitungsnetz der Stettiner Elektrizitätswerke vielfach verwendeten sogenannten Rohrdrähte sind isolierte Leitungen, um die ohne Luftzwischenraum ein biegsames Rohr aus Messing, Kupfer oder Stahl gelegt und durch eine Bördelnaht geschlossen wird. Erläuterung über die Verlegung derartiger Leitung.

Erd- und Wasserbau.

The ports of South Africa — Cape Town and Durban. (Engng. 8. Dez. 05 S. 753/55*) Handel und Verkehr. Allgemeine Hafenverhältnisse. Lager- und Ladevorrichtungen.

A new graving dock at Nagasaki, Japan. Von Shiraishi. (Journ. Am. Soc. Civ. Eng. Okt. 05 S. 553/58* mit 4 Taf.) Das der Mitsu Bishi Co. gehörige Dock hat 220 m Gesamtlänge und 29 m Schleusenbreite. Beschreibung der Bauarbeiten und der Pumpanlagen.

Traversée de la Seine par la ligne métropolitaine No. 4 (transversale Nord-Sud). Von Dumas. (Génie civ. 2. Dez. 05 S. 65/72* mit 1 Taf.) Die 1,09 km lange Linie kreuzt zwei Arme der Seine. Eingehende Beschreibung der Arbeiten bei der Untertunnelung der Land- und Wasserstrecken.

The East Cannon Creek reservoir, Morgan Co., Utah. Von Bostaph. (Eng. Rec. 25. Nov. 05 S. 594/96*) Geschichtliches über die Entwicklung der für Bewässerungszwecke gebauten Talsperre, die nach dem Jahr 1900 um 7,5 m erhöht worden ist. Konstruktion des Dammes.

Gießerei.

High and low blast pressures in the cupola. Von Coleman. (Iron Age 30. Nov. 05 S. 1451) Auszug aus einem Vortrag über die Beziehungen zwischen der Leistung, den Abmessungen eines Kuppelofens und dem Gebläsedruck. Versuchsergebnisse.

Hebezeuge.

Two home-made traveling cranes. Von Smith. (Am. Mach. 9. Dez. 05 S. 695/99*) Konstruktionszeichnungen eines hölzernen Montagekranes mit Handbetrieb und eines kleinen Gießereilaufkranes.

Heizung und Lüftung.

Berechnung der Rohrweiten bei Etagen-Warmwasserheizungen unter Verwendung der Rietschelschen Tabellen für die Bestimmung von $\frac{v^2}{2g}\left(\Sigma\zeta + \frac{\varrho}{d}l\right)$. Von Ritter. (Gesundhtsing. 30. Dez. 05 S. 549/52*)

Holzbearbeitung.

Etude sur les machines-outils utilisées dans le travail du bois. Von Razous. Forts. (Rev. Méc. Nov. 05 S. 421/39*) Hobelmaschinen.

Kälteindustrie.

Liquéfaction de l'air et fabrication industrielle de l'oxygène et de l'azote pure. (Génie civ. 9. Dez. 05 S. 96/99*) Wiedergabe einer Abhandlung von Claude über die Vorgänge bei der Herstellung flüssiger Luft und beim Ausscheiden des Sauerstoffes. Darstellung der Einrichtungen und des Verfahrens des Verfassers zur fabrikmäßigen Gewinnung von Stickstoff

Lager- und Ladevorrichtungen.

The new coaling station at Narragansett Bay. (Eng. Rec. 25. Nov. 05 S. 599/603*) Die für 60000 t Fassungsvermögen bemessene Anlage enthält zwei Lagerschuppen und einen fahrbaren Verladekran mit 18 und 22 m Auslegerlänge, der gleichzeitig auf beiden Seiten benutzt werden kann. Ausführliche Darstellung des Betriebes.

Landwirtschaftliche Maschinen.

American threshing machines and traction engines. V. (Engineer 8. Dez. 05 S. 560/62*) Dreschmaschinen der Case Company in Racine.

Luftschiffahrt.

Les nouvelles expériences du »Lebaudy«. Von Espitallier. (Génie civ. 9. Dez. 05 S. 89/92*) Bericht über die Verbesserungen an dem lenkbaren, vier Personen tragenden Luftballon und Angaben über die Aufstiege und Fahrten im Jahr 1905.

Maschinenteile.

The differential band brake. (Am. Mach. 9. Dez. 05 S. 691/92*) Wirkungsweise der Differentialbremsen und Darstellung einer Ausführung der F. M. Davis Iron Works Co. in Denver, Colo.

Materialkunde.

Iron-nickel-manganese-carbon alloys. Von Carpenter, Hadfield und Longmuir. Schluß. (Engng. 8. Dez. 05 S. 779/84*) S. Zeitschriftenschau v. 9. Dez. 05.

Mechanik.

Wärmemechanik. Von Carlo. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 6. Dez. 05 S. 470*) Die nicht umkehrbaren Wärmeprozesse. Schluß folgt.

Elementare Untersuchung der Kette mit Versteifungsbalken nach Anordnung von Ingenieur Langer. Von Ramisch. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Nov. 05 S. 423/33*) Ableitung von Formeln zur Berechnung der Kräfteverteilung in der dargestellten Konstruktion.

Notes on stresses in masonry dams. Von am Ende. (Engng. 8. Dez. 05 S. 751/53*) Theoretische Untersuchung über die in Staumauern auftretenden Zug-, Druck- und Scherspannungen.

Meßgeräte und -verfahren.

The measurement of high-frequency currents and electric waves. (Engng. 8. Dez. 05 S. 772/75*) Fortsetzung des in Zeitschriftenschau v. 16. Dez. 05 erwähnten Vortrages von Fleming.

Dynamometer tests of water wheels. (Iron Age 30. Nov. 05 S. 1452/53*) Darstellung eines Bremsdynamometers, mit dem im Worcester Polytechnic Institute Versuche an Wasserkraftmaschinen bis zu 2000 PS angestellt worden sind.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicolson. XIV. (Engineer 8. Dez. 05 S. 557/58*) S. Zeitschriftenschau v. 8. Nov. 05.

The Niles new radial drill. (Iron Age 23. Nov. 05 S. 1363*) Große Säulenbohrmaschine mit Wechselgetriebe neben der Säule, gebaut von den Niles Tool Works in Hamilton, Ohio.

A new Bullard boring mill. (Iron Age 30. Nov. 05 S. 1442/44*) Senkrecht-Drehbank von 1370 mm Tischdurchmesser und mit 15 Schnittgeschwindigkeiten. Ausführliche Darstellung der Wirkungsweise.

The Prentice multiple spindle automatic turret machine. (Iron Age 30. Nov. 05 S. 1454/57*) Die ausführlich dargestellte Maschine hat 5 Werkzeugspindeln, die mit 5 Einspannvorrichtungen zusammenarbeiten und nacheinander an einem und demselben Stück 5 verschiedene Bearbeitungen ausführen können.

Bench-lathe attachments. Von Le Card. (Am. Mach. 9. Dez. 05 S. 701/03*) Darstellung von Hülfseinrichtungen für Drehbänke: Meßgeräte und Einspannvorrichtungen.

The electrical equipment of the D., L. & W. R. R. shops at Kayser Valley, Pa. (Am. Mach. 9 Dez. 05 S. 692/93*) Zusammenstellung der vorhandenen Werkzeugmaschinen und der Art ihres Antriebes in den verschiedenen Werkstätten.

The Eberhardt spur and bevel gear cutter. (Iron Age 23. Nov. 05 S. 1365*) Bei der dargestellten Maschine wird, um Kegelräder fräsen zu können, der ganze Werkzeugschlitten gegen die Achse des Rades geneigt eingestellt.

Motorwagen und Fahrräder.

The Siddeley 32-Horse-power motor-car. (Engng. 8. Dez. 05 S. 765/67* mit 1 Taf.) Eingehendere Darstellung des in Zeitschriftenschau vom 16. Dez. 05 erwähnten Wagens der Wolseley Tool and Motor-Car Company in Birmingham.

Physik.

Heat insulation. Von Beard. (Eng. Rec. 25. Nov. 05 S. 592 93*) Versuche im physikalischen Laboratorium der Manchester University, insbesondere über die Isolierfähigkeit von körnigen Stoffen. Darstellung der Versuchseinrichtungen und der Ergebnisse.

Pumpen und Gebläse.

An unusual pump. (Eng. Rec. 25. Nov. 05 S. 608/09*) Stehende Wasserwerkpumpe mit Seilscheibenantrieb von 11300 cbm Tagesleistung, gebaut von Chas. A. Hague in New York. Die Pumpe hat zwei auf der Sohle eines Schachtes befindliche Tauchkolben, die von oben mittels langer Geradführungen getrieben werden.

Straßenbahnen.

Einphasen-Wechselstrom-Betrieb auf Straßenbahnen. Von Zehme. (Elektrot. Z. 7. Dez. 05 S 1116/19*) Bericht über die 600 m lange Versuchsbahn der Compagnie Française Thomson-Houston für die Pariser Straßenbahn. Darstellung des Motors, des Transformators und der Schaltvorrichtungen des Wagens.

Textilindustrie.

Neuerungen an Kreuzspulmaschinen. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Dez. 05 S. 1473/74*) Verschiedene Arten der Fadenzuführung.

Stapellänge, Faserdurchmesser, Verwendung und Eigenschaften der verschiedenen Baumwollqualitäten. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Dez. 05 S. 1474/75) Neuere Daten von Hugh Monie jr.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Loss in capacity of gas engines at high altitudes. (Iron Age 23. Nov. 05 S 1373*) Erörterung über den Einfluß der Meereshöhe auf die Füllungsänderung der Gasmaschinen.

Wasserkraftanlagen.

Die Druckverhältnisse in der Francis-Turbine und der Druck auf den Spurzapfen. Von Kobes. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 8. Dez. 05 S. 669/79*) Die Arbeit schließt sich an die Untersuchungen von Lorenz über Vollturbinen und Kreiselpumpen an; vergl. auch Z. 1905 S. 1670.

Wasserversorgung.

The Panama water and sewage works. (Eng. Rec. 25. Nov. S. 590/92*) Die Wasserversorgungsanlagen der Städte Panama und Colon, die auch zur Versorgung des Kanales dienen sollen, werden aus dem Rio Grande gespeist. Mitteilungen über den Bau einer 1,2 km langen Wasserleitung und über die Abwässerungseinrichtungen.

Rundschau.

Auf S. 1689 dieser Zeitschrift ist über das elektrische Kraftwerk der Zeche Zollern II, Merklinde i. W., sowie über die damit verbundene erste **elektrische Hauptschacht-Fördermaschine** berichtet und auf das in wirtschaftlicher Beziehung sehr günstige Ergebnis hingewiesen worden.

Inzwischen ist im Ruhrkohlenrevier eine neue Anlage ähnlicher Art entstanden, die auf weit breiterer Grundlage aufgebaut ist und in bezug auf Zentralisierung der Triebkräfte das Großartigste darstellt, was augenblicklich im rheinisch-westfälischen Bergbau besteht.

Die Gewerkschaft Mathias Stinnes hat bei Brauck eine große Schachtanlage geschaffen, bestehend aus zwei Schächten von jetzt 530 m Teufe, die später auf 800 m weiter niedergebracht werden sollen. Die Schächte haben 6,6 m lichten Durchmesser, das größte bisher ausgeführte Maß. In jedem Schachte geht eine Doppelförderung für je 4800 kg Nutzlast. Die hier geförderten Kohlen bringt eine oberirdische Seilbahn nach den 2 km entfernten älteren Schächten zur Aufbereitung und zum Versand. Auf den neuen Schächten stehen außer den Fördermaschinen noch 2 große Rateau-Grubenventilatoren für je 8000 cbm/min Leistung; s. Fig. 1.

Die ganze Anlage wird elektrisch betrieben und ist an das 9 km entfernte Rheinisch-westfälische Elektrizitätswerk in Essen angeschlossen, das noch in der jüngsten Zeit durch sein auf Monopolisierung der Stromversorgung für das rheinisch-westfälische Industriegebiet gerichtetes Bestreben von sich hat reden machen.[1])

Hier liegt also zum erstenmal der Fall vor, daß ein ganzer Zechenbetrieb unter Ausschluß jeder Dampfmaschine an ein fremdes Kraftwerk angeschlossen ist.

Vom Elektrizitätswerk führen zwei Kabel von je 3×35 qmm Querschnitt den Betriebstrom: Drehstrom von 10000 V und 50 Perioden, nach der Schachtanlage, Fig. 1.

[1]) s. Z. 1905 S. 2042.

Dort wird die Spannung durch Transformatoren von 10000 V für Kraftzwecke auf 500 V, für Beleuchtung auf 220 V heruntergebracht.

Für die mittlere Maschinenhalle, Fig. 1, sind 2 große Schwungradumformersätze vorgesehen, von denen vorläufig nur der eine aufgestellt ist. Außer den erforderlichen Hülfsmaschinen liegen in der Halle nur noch die Ventilatoren, während die vier elektrischen Fördermaschinen symmetrisch zum Mittelbau in seitlichen Anbauten untergebracht sind.

Von wesentlichem Interesse ist nur die Anordnung und Durchführung des elektrischen Antriebes dieser mächtigen Förderanlage. Sie enthält eine Reihe bemerkenswerter Einzelheiten.

Der Ausgleich der Belastungsschwankungen ist von den Siemens-Schuckert-Werken, welche die Primäranlage und zwei von den vier Fördermaschinen geliefert haben, in einer von der Anordnung auf Zeche Zollern II etwas abweichenden Weise durchgeführt.

Jeder Umformersatz, Fig. 1 und 2, besteht aus 2 gleichen, mechanisch miteinander gekuppelten Maschinenhälften (elastische Kupplung, Patent C. Polysius). Die Welle jeder Maschinenhälfte trägt von der Kupplung aus aufgezählt nebeneinander einen Drehstrommotor, das Schwungrad und zwei gleich große Gleichstrom-Anlaßdynamos. Die Drehstrommotoren bilden den Antrieb für die Schwungräder und die Dynamos und sind für den mittleren Energieverbrauch der Förderanlage berechnet. Die Schwungräder nehmen unter entsprechender Geschwindigkeitsänderung die Belastungsschwankungen auf. Die Dynamos liefern den Gleichstrom für die Fördermotoren, machen also alle Belastungsänderungen der Förderung mit. Spannung und Richtung des Stromes der Anlaßdynamos werden durch den Fördermaschinisten entsprechend der gewünschten Fördergeschwindigkeit und Drehrichtung der Fördermotoren eingestellt. Die Abmessungen und Leistungen der einzelnen Teile eines Maschinensatzes sind folgende:

Drehstrommotor

Spannung	5000 V
Stromstärke	≌ 53 Amp
Perioden	50 i. d. Sek.
Leistung	500 PS
höchste Umlaufzahl	375 i. d. Min.

Fig. 1. Schachtanlage bei Brauck.

a Drehstrommotoren
b Schwungräder
c Anlaßdynamos
d Schlupfwiderstände
e Umformer für die Erregung
f Luftkompressor
g Umschalter für die Ankerströme
h Umschalttisch für die Erregerströme
i Fördermaschinen
k Ventilatoren
l Schalttafel

Fig. 2. Umformeranlage.

Schwungrad

Gewicht	40 t
Außendurchmesser	4,4 m
Kranzbreite	750 mm
höchste Umfangsgeschwindigkeit	88,5 m/sk
Schwungmoment	486000 kgm²
Arbeitsvermögen	9500000 mkg
Umlaufzahl	320 bis 375 i. d. Min.

Material: Spezialstahl von Fried. Krupp.

Anlaßdynamo

Klemmenspannung	400 V
Stromstärke	2120 Amp
Umlaufzahl	320 bis 375
Leistung	1150 PS

Als Pause zwischen zwei Förderzügen ist normal mit 98 sk, für beschleunigten Betrieb mit 70 sk gerechnet worden.

Hiernach stellt sich die Leistung der Fördermotoren beim Anfahren auf 2000 PS, bei voller Fahrt auf 1120 PS.

Die gleichbleibende mittlere, dem Netz zu entnehmende Leistung ist für 1 Fördermaschine auf 500 PS errechnet und bedingt für die auftretenden Belastungsschwankungen ein Schwungrad von 80 t Gewicht. Würden alle 4 Fördermaschinen gleichzeitig anfahren, so müßten 8000 PS für die Fördermotoren bereitstehen, und es wären im ganzen Schwunggewichte von $4 \times 80 = 320$ t vorzusehen. Nun beträgt das in einem Umformersatze der Zeche Mathias Stinnes befindliche Schwunggewicht $2 \times 40 = 80$ t und ist ausreichend für alle vier Maschinen. Die beiden andern Schwungräder des zweiten Umformersatzes bilden eine Reserve. Das vergleichsweise geringe Schwunggewicht ist ermöglicht durch die Schaltung der Anlaßdynamos untereinander und beruht auf folgender Ueberlegung:

Der ungünstigste Fall ist der, daß alle Fördermaschinen gleichzeitig anlaufen. Die Wahrscheinlichkeit dafür ist um so geringer, je mehr Fördermaschinen angeschlossen werden. Der günstigste Fall tritt ein, wenn die Anfahrzeiten der einzelnen Maschinen so gegeneinander verschoben sind, daß sich die Anlaufstöße gleichmäßig verteilen. Die Belastungsschwankungen werden dann um so kleiner gegen den mittleren Gesamtbedarf, je mehr Fördermaschinen angehängt sind. Die wirklichen Schwankungen nehmen daher beim Durcheinanderarbeiten der vier Maschinen Werte an, die nicht viel von den Schwankungen abweichen, welche auftreten, wenn eine Fördermaschine mit nur einem Anlaßersatz arbeitet.

Um Vorteil aus dieser Ueberlegung zu ziehen, ist es nur nötig, alle Anlaßsätze miteinander zu kuppeln. Diese Kupplung kann eine mechanische, wie in Fig. 2 dargestellt, oder aber eine elektrische sein. Das letztere ist für die Ankupplung des später aufzustellenden zweiten Umformersatzes an den vorhandenen vorgesehen.

Zu diesem Zweck ist die Anlaßdynamo jeder Maschinenhälfte in zwei gleiche Maschinen unterteilt, so daß im ganzen 8 Dynamos erforderlich werden. Jede dieser Dynamos ist aus-

Fig. 3. Gehäuse des Schlupfwiderstandes.

Nach der Aufstellung des zweiten Umformersatzes würden demnach für den gesamten Förderbetrieb zur Verfügung stehen

4 Drehstrommotoren, die dem Netz zusammen 2000 PS entnehmen,
4 Schwungräder von zusammen 160 t Gewicht mit einem Arbeitsvermögen von 38000000 mkg, und
8 Anlaßdynamos von zusammen 9200 PS Höchstleistung.

Dieser Kraftquelle steht ein Energiebedarf der vier Fördermaschinen gegenüber, der sich aus folgenden Daten ergibt:

Nutzlast

bei der Kohlenförderung, 8 Wagen zu je 600 kg	4800 kg
» » Bergeförderung	5600 »
» » Seilfahrt, 4×12 Mann zu je 75 kg	3600 »

Fördergeschwindigkeit

bei der Kohlenförderung	14 m/sk
» » Seilfahrt	10 »

Beschleunigungs- und Verzögerungsverhältnisse

Beschleunigung beim Anfahren	0,7 m/sk
Verzögerung beim Auslauf	1 »
Dauer eines Förderzuges aus 530 m Teufe	55 sk
» » » » 800 » »	74 »

reichend zum Ziehen der Last einer Fördermaschine mit halber Fördergeschwindigkeit. Das Hintereinanderschalten der Anker zweier Maschinen entspricht der vollen Förderleistung. Es wird nun der Anker einer Anlaßdynamo des einen Umformersatzes mit dem Anker einer Anlaßdynamo des zweiten Satzes hintereinandergeschaltet, so daß die getrennten Wellen der beiden Umformersätze durch das elektrische System in Abhängigkeit voneinander kommen und die mechanisch gekuppelten Dynamos auf verschiedene Fördermaschinen arbeiten.

Zwar ist auf diese Weise die Zahl der Maschinen vergrößert; es liegen aber darin die Vorteile kleinerer Maschineneinheiten und eine sehr große Reserve.

Bei dem Schwungradumformer sind noch einige Punkte erwähnenswert.

Die vom Netz gespeisten Drehstrommotoren müssen auf einen der mittleren Förderleistung entsprechenden konstanten Energieverbrauch, d. h. also auf konstante Stromentnahme

Auf die Verlagerung der Wellen (Zapfengeschwindigkeit 6 m/sk) ist natürlich besondere Sorgfalt verwendet. Die in pendelnden Stahlschwingen liegenden Weißmetallager haben 300 mm Bohrung, 800 mm Länge und einen Auflagerdruck von 12 kg/qcm. Mit dem gleichen Druck wird das Oel durch eine Zentrifugalpumpe in die Lager hineingepreßt. Neuerdings werden Versuche angestellt, die Reibung durch eine besondere Bauart von Walzenlagern zu verringern.

Die Anlaßdynamos haben wegen der stark wechselnden Belastung zur Erzielung möglichst funkenfreien Ganges Wendepole.

Um gegen empfindliche Betriebstörungen gesichert zu sein, sind in der Maschinenhalle zwei Umschalttische aufgestellt. Der eine gibt die Möglichkeit, jeden Anker der Anlaßdynamos auf jeden Fördermotor, der andre, die Erregung jeder Anlaßdynamo auf jeden der vier Steuervorrichtungen an den Fördermaschinen schalten zu können.

Fig. 4. Fördermaschinen, gebaut von den Siemens-Schuckert-Werken.

trotz wechselnder Belastung eingestellt werden. Dies geschieht ähnlich wie bei der Anlage auf Zollern II durch ein Stromrelais. Bei Schwankungen des Stromes schaltet das Relais einen Hülfsmotor ein, der die Kontakte des im Rotorkreise liegenden Schlupfwiderstandes verschiebt. Fig. 3 zeigt das Gehäuse des Schlupfwiderstandes mit Hülfsmotor und Umlaufpumpe für das Oel der Widerstände. Der Umschalter am Motor wird benutzt, wenn, wie z. B. beim Anlassen, von Hand gesteuert werden soll.

Die Veränderung des Schlupfwiderstandes drückt den Schwungmassen eine andre Umlaufzahl auf und zwingt die Massen zur Aufnahme oder Abgabe lebendiger Arbeit innerhalb 320 bis 375 Umdrehungen. Daß die Umlaufzahl zu weit abfällt oder ansteigt, was z. B. beim gleichzeitigen Anfahren aller vier Fördermaschinen eintreten könnte, verhindert ein Schalthebel am Schlupfwiderstand, durch dessen Vermittlung der Ausschlag des Steuerhebels der Fördermaschinen verkleinert, d. h. die Fördergeschwindigkeit heruntergesetzt wird. Wie aus den Figuren ersichtlich, sind die Schwungräder, die zum freien Auslaufen mehrere Stunden gebrauchen würden, mit Bremsbändern versehen, um sie nach Bedarf schneller anhalten zu können.

Ueber die vier Fördermaschinen, von denen zwei die Siemens-Schuckert-Werke, eine die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, eine die Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co. gebaut hat, sei in Anlehnung an die von den Siemens-Schuckert-Werken gelieferten Maschinen folgendes erwähnt:

Die Maschinen, Fig. 4, haben Koepe-Treibscheiben von 6,5 m Dmr. und machen höchtens 41 Uml./min. Zu beiden Seiten des Seillaufes liegen die Bremsscheiben von 6,25 m Dmr. Die Doppelbackenbremsen werden normal durch einen liegenden Luftzylinder mit 6 at Druck betrieben (Drehschieber mit Bremshebel verbunden, Fig. 4), beim Uebertreiben, im Notfall oder beim Sinken des Luftdruckes durch ein Fallgewicht (Fig. 4, senkrechter Zylinder, Kolben mit daran hängendem Gewicht, von unten her unter Druck stehend). Die Druckluft liefert ein elektrisch angetriebener, sogenannter rotierender Reavell-Kompressor, wie er auf der Lütticher Ausstellung zu sehen war.

Im ungünstigsten Fall ist ein Arbeitsvermögen von 800 000 mkg durch die Bremsen zu vernichten, was mit der Manövrierbremse in 3 sk bei einem Bremsweg von 22 m geschieht.

Als Antrieb sind zwei gleich große Nebenschlußmotoren

mit Wendepolen und unveränderlicher Erregung gewählt, die im Höchstfall 2000 PS, bei voller Fahrt 1120 PS leisten.

Die Erregerwicklung hat einen Vorschaltwiderstand, der in den Förderpausen eingeschaltet ist und in dieser Zeit die Erwärmung und den Energieverbrauch des Feldkupfers verringert. Die Umlaufzahl der Motoren ist proportional der Klemmenspannung am Anker und dem Ausschlag des Steuerhebels, von dem aus die Erregung der Anlaßdynamos der erforderlichen Spannung entsprechend verändert wird. Der Nebenschluß-Regulierwiderstand befindet sich am Maschinistenstande; s. Fig. 4.

Der Teufenzeiger drängt gegen Ende der Fahrt den Steuerhebel durch Kurvenstücke unbedingt auf die einer rechtzeitigen Geschwindigkeitsabnahme entsprechende Stellung zurück. Sollte der Maschinist den Steuerhebel zu schnell in die Nullage bringen, so arbeiten die Motoren als Dynamos und bremsen. Brems- und Steuerhebel stehen natürlich in gegenseitiger Abhängigkeit. Für Seilfahrt wird der Ausschlag des Steuerhebels durch Einwirkung eines Magneten beschränkt[1]).

Die große Sicherheit der elektrischen Fördermaschine ist auch hier von der Bergbehörde anerkannt und die Seilfahrt, ebenso wie auf Zollern II, mit 10 m/sk gegenüber 6 m/sk bei der Dampfförderung gestattet.

Der bisherige Betrieb der Förderanlage hat bewiesen, daß der Belastungsausgleich vollkommen erreicht ist, da sich keine störenden Rückwirkungen auf das Rheinisch-westfälische Elektrizitätswerk eingestellt haben. Ob die Angliederung eines so umfangreichen Werkes an ein fremdes Kraftwerk wirtschaftlich und technisch zweckmäßig ist, werden spätere Versuche und die weitere Entwicklung der Grube ergeben. Es tritt da namentlich die Frage auf, wie nach dem Bau von Koksöfen die Abgase vorteilhaft zu verwerten und die Anlagen hierfür in den vorhandenen Betrieb einzuordnen sind.

Zu erwähnen ist noch, daß eine ähnliche elektrische Förderanlage, die ebenfalls mit vier großen Fördermaschinen und zwei Umformersätzen arbeitet, auf den de Wendel-Schächten in der Nähe von Hamm in der Entstehung begriffen ist.

[1]) Näheres in Z. 1904 S. 104; 1905 S. 1690.

Arbeitslöhne und Verkaufpreise.

Wie im Kriege der Schwächere einen Bundesgenossen sucht, so haben sich auch die Arbeiter bei ihren Lohnkämpfen nach Unterstützung umgetan. Der nächstliegende Gedanke ist, die Verbraucher der Erzeugnisse als Bundesgenossen zu gewinnen, und das war vielfach um so leichter durchzuführen, als ja ein erheblicher Teil der Konsumenten selbst dem Arbeiterstande angehört. Der Boykott und seine Abarten haben hierin ihren Ursprung. Neuerdings ist es aber den Arbeitern auch gelungen, Verbraucher zu ihrer Unterstützung zu gewinnen, die andern Klassen angehören.

Kürzlich hat der Zentralverband deutscher Industrieller ein Rundschreiben an seine Mitglieder erlassen, worin es heißt:

»Aus den Kreisen unserer Mitglieder werden wir darauf aufmerksam gemacht, daß in letzter Zeit mehrfach in Lieferungsverträgen, namentlich auch in den von den Behörden abgeschlossenen Verträgen, folgende Klausel sich befindet:

»Den in meinen Betrieben angestellten Arbeitern ist »ein Lohnsatz gewährt, der es ihnen ermöglicht, einen »Tagesverdienst zu erreichen, der nicht hinter dem orts- »üblichen Durchschnittslohn für die in Betracht kommende »Arbeitsart zurückbleibt. Ich erkenne ausdrücklich an, »daß die Abgabe dieser Erklärung die Voraussetzung für »meine Zulassung zum Verdingungstermin, bezw. zur Lie- »ferung, bildet.

Der Unternehmer.«

Wir ersuchen ergebenst um gefl. Auskunft, ob auch Ihnen diese Klausel in Verträgen auferlegt worden ist und wie Sie sich zu dieser Klausel stellen.

Wir gestatten uns dabei darauf aufmerksam zu machen, daß bei der Beurteilung der Zulässigkeit dieser Klausel vielleicht eine Verschiedenartigkeit des Urteiles sich ergeben wird, je nachdem es sich darum handelt, ob diese Klausel in die Verdingungsbedingungen von Submissionen und Lizitationen, wo sie ein gewisser Schutz gegen gewisse Konkurrenten sein kann, die ein billiges Angebot auf Grund eines Lohndruckes stellen, oder ob sich diese Klausel in Verträgen findet, die ohne öffentliche Ausschreibung unter angesehenen und soliden Firmen abgeschlossen werden. Wir gestatten uns endlich auch darauf hinzuweisen, daß die Einführung dieser Klausel eine alte gewerkschaftliche Forderung ist.«

Man sieht also, daß auch der Arbeitgeber sich unter Umständen mit der Klausel der »fair wages«, wie sie der Engländer bezeichnet, einverstanden erklären kann, wenn sie ihm Selbstschutz im Kampfe gegen den Wettbewerb bietet. Es fragt sich, ob sich dieses gemeinsame Ziel, d. h. Schutz der Arbeiter gegen Herabsetzung der Löhne und Schutz der Unternehmer gegen Herunterdrücken der Verkaufpreise, nicht auch auf anderm Wege erzielen läßt, ohne daß der Verbraucher, den die Sache im Grunde gar nichts angeht, mitzusprechen braucht. In der Tat ist das möglich, und eine derartige Einrichtung ist in England bereits seit etwa 13 Jahren durchgeführt. Wenn wir hier, obwohl demnach die Einrichtung schon ziemlich alt ist, darauf eingehen, so geschieht das, weil jüngst in einer Versammlung der amerikanischen National Association of Tool Builders davon die Rede war, mit dem Hintergedanken, daß Aehnliches auch im Werkzeugmaschinenbau der Vereinigten Staaten durchgeführt werden sollte[1]).

In Birmingham haben sich nämlich die Fabrikanten von eisernen Bettstellen zu einem Verbande zusammengetan und mit der Gewerkschaft ihrer Arbeiter ein Bündnis geschlossen, das den ersteren Mindestpreise, den letzteren Mindestlöhne sichert. Dabei ist der Fehler der meisten Preisübereinkommen, daß sie den freien Wettbewerb bis zu einer gewissen Grenze beschränken, glücklich vermieden worden, indem festgesetzt wurde, daß kein Fabrikant unter seinen Selbstkosten verkaufen dürfe. Im übrigen aber kann er seine Arbeitsverfahren und Fabrikeinrichtungen so vorteilhaft wie möglich ausbilden. Die zweite Grundbestimmung geht dahin, daß kein Fabrikant seinen Arbeitern weniger zahlen darf, als der vereinbarte Lohnsatz zuzüglich eines ebenfalls festgesetzten mindesten Gewinnanteiles (bonus) beträgt. In dieser Bestimmung ist zugleich die Notwendigkeit enthalten, daß der Fabrikant nicht ohne einen Mindestgewinn verkaufen kann.

Die Ueberwachung liegt einem Ausschuß ob, der zu gleichen Teilen aus Fabrikanten und Arbeitern besteht, und der die Befugnis hat, von den Mitgliedern Rechenschaft zu fordern. Die Strafen, die verhängt werden können, bestehen in Geldbußen oder in Arbeiterausständen, die von der Gewerkschaft angesagt werden. Die Selbstkosten aber müssen nach einem von der Vereinigung festgesetzten Verfahren berechnet werden. Hierin liegt aber eine Schwäche des geschilderten Uebereinkommens; denn welcher Fabrikant möchte einem Ausschuß, in dem seine Konkurrenten und seine Arbeiter vertreten sind, Einblick in seine Selbstkosten gewähren?

Ueber den Erfolg dieser Einrichtung hat ihr Urheber, E. J. Smith, bereits vor einigen Jahren mitgeteilt[2]), daß etwa 90 vH der davon Betroffenen sehr zufrieden seien. Ueber die Gründe zur Unzufriedenheit bei dem Rest hat er keine bestimmten Angaben gemacht.

Nach langjährigen Entwurfarbeiten und Verhandlungen haben sich Senat und Bürgerschaft **Hamburgs** im wesentlichen über die Ausführung eines Netzes von **elektrischen Hoch- und Untergrundbahnen** verständigt und den Bau dieser Bahnen an Siemens & Halske A.-G. und die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft übertragen, welche seit dem Jahr 1894 an den Bahnentwürfen gearbeitet und auch die zur Ausführung bestimmten Pläne gemeinschaftlich mit den hamburgischen Staatstechnikern aufgestellt haben. Das Netz (vergl. die Figur) besteht aus zwei einen Ring bildenden Hauptlinien von zusammen 17,48 km Länge auf beiden Seiten der Alster, welche die um die Außenalster herum liegenden Stadtbezirke mit dem Hafen, der inneren Stadt und dem im Bau befindlichen Hauptbahnhof am Steintor in Verbindung setzen. An diese Hauptlinien schließen sich drei Zweig- oder Anschlußbahnen an, je eine nach Eimsbüttel (1,76 km), nach Rotenburgsort (3,23 km) und nach Ohlsdorf (5,38 km). Die gesamte Bahnlänge beträgt somit 27,85 km. Hiervon sind 6,73 km als Untergrundbahn, 5,52 km auf eisernen oder steinernen Viadukten auszuführen; dazu kommen 41 größere und kleinere Straßenunterführungen und 12 Brücken über Wasserläufe mit Stützweiten bis zu 66 m. 33 teils ober-, teils unterirdische Haltestellen sind vorgesehen. Vom Hafentor, das den bekannten St. Pauli-Landungsbrücken mit ihrem lebhaften Schiffsverkehr gegenüber liegt, führt die Bahn als eiserne Hochbahn bis zum Baumwall, überschreitet auf einer Brücke mit 3 Oeffnungen den Binnenhafen und läuft in der Mitte des Rödingsmarktes als Hochbahn bis zum Altenwall weiter. Von hier ab geht sie auf einer in das Mönkedammfleet mit einer Steigung von 1:20,7 eingebauten Rampe zur Untergrundbahn über und unterfährt als solche die Börse, die bei dieser Gelegenheit ausgebaut und erweitert werden soll, sowie den Rathausmarkt, den Mittelpunkt der Stadt Hamburg. Von

[1]) American Machinist 18. November 1905 S. 612.
[2]) ebenda 15. Februar 1900 S. 149.

hier bis zum Hauptbahnhof fehlt es bisher an einer geradlinigen und leistungsfähigen Verkehrsader. Eine solche soll durch einen umfangreichen Straßendurchbruch von 29 m Breite und rd. 700 m Länge geschaffen werden, dessen Grunderwerbskosten allein nach Abzug des Wertes der wieder zu veräußernden Grundstücke auf etwa 12 Millionen ℳ geschätzt sind. In dieser neuen Straße wird auch die Untergrundbahn bis zum Steintor verlaufen, wo sie in einem schon fertig gestellten Tunnel noch unter dem Hauptbahnhof durchführt, der seinerseits etwa 7,5 m unter der Straßenoberfläche liegt. Jenseits des Steintorplatzes geht die Zweiglinie nach dem Hammerbrook unterirdisch ab, wobei zur Vermeidung von Kreuzungen in Schienenhöhe eine Anlage ähnlich der in Charlottenburg bei der Krummen Straße im Bau befindlichen unterirdischen Abzweigung der von Siemens & Halske erbauten Berliner Untergrundbahn erforderlich wird. Die Hauptlinie führt sodann unterirdisch weiter bis zum Berliner Tor und bis zur Lübecker Straße. Von hier ab geht sie zur Hochbahn über, überschreitet den Kuhmühlenteich und führt längs des Eilbeck-Kanales und durch Hinterland der Baublöcke, teils auch durch Straßen, bis nach Barmbeck. Auf dieser Strecke wünscht die Hamburgische Bürgerschaft noch eine Linienänderung, indem die Bahn von Uhlandstraße aus zunächst nördlich verlaufen und erst nach Berührung des Stadtteiles Uhlenhorst in die alte Linie nach Barmbeck wieder einschwenken soll.

Die Strecke zwischen Barmbeck, Winterhude und Eppendorf ist zumeist in einfacherer Bauart mit Dämmen und Einschnitten herzustellen. Vom Eppendorfer Baum bis zur Hoheluft-Brücke folgt ein eiserner Straßenviadukt, hierauf Dämme bis zum Schlump. Der Rest der Linie bis zum Hafentor ist unterirdisch auszuführen.

Von den Zweiglinien ist diejenige nach Eimsbüttel eine Unterpflasterbahn im Zuge der Fruchtallee, während diejenige nach Rotenburgsort im Tunnel beginnt, alsbald aber zur Hochbahn aufsteigt, die sechsgleisige Staatsbahn an der Norderstraße überschreitet und bis zur Bille auf eisernem Viadukte teils am Lübecker Güterbahnhof, teils an Straßen entlang läuft. Von der Bille ab besteht die Bahn vorzugsweise aus Erddämmen. Der Bau dieser Linie wird durch unsicheren Baugrund beträchtlich erschwert. Die Zweiglinie nach Ohlsdorf hat vorzugsweise den Charakter einer einfacheren Eisenbahn mit Erdbauten und den erforderlichen Ueberführungsbauwerken.

Die Baukosten des ganzen Netzes sind auf 41 136 000 ℳ veranschlagt, für welche Summe die eingangs genannten Elek-

trizitätsgesellschaften den Bahnbau fest übernommen haben. Die Bauzeit beträgt fünf Jahre für die Hauptlinien und weitere fünf Jahre für die Zweiglinien. Der Betrieb der Bahn einschließlich der Betriebsausrüstung soll in öffentlicher Ausschreibung an einen Pächter vergeben werden, der einen Teil der Betriebseinnahme als Pacht an den Staat zu entrichten hat.

Zu den am meisten gebrauchten und ältesten Maschinenelementen gehört die Schraube, und doch ist es noch immer eine ungemein schwierige Aufgabe, eine genaue Schraube herzustellen. Die Genauigkeit hängt, abgesehen von Fehlerquellen, wie ungleichmäßige Erwärmung, exzentrischer Angriff des Leitspindelzuges usw., im allgemeinen von derjenigen der fortschaffen, so muß man für ein starres Bett der Maschine, für gleichmäßige Temperatur, nötigenfalls für Kühlung Sorge tragen und muß vermeiden, daß durch einseitigen Angriff der Leitspindel eine Drehwirkung auf den Werkzeughalter ausgeübt wird.

Diese Grundgedanken sind an einer Schraubendrehbank verwirklicht, die kürzlich von der Firma Sir W. G. Armstrong, Whitworth & Co. in Manchester für das dortige National Physical Laboratory gebaut worden ist. Der Zweck dieser Maschine soll sein, möglichst genaue Schraubenspindeln zum Gebrauch in industriellen Werken herzustellen oder vorgeschnittene Spindeln zu berichtigen. Wie Fig. 1 bis 4 zeigen, ruht der kräftige, an Fachwerkkonstruktion erinnernde Unter-

Fig. 1 bis 4.

Schraubendrehbank von Sir W. G. Armstrong, Whitworth & Co.

Leitspindel ab, mittels deren das Werkzeug verschoben wird. Es gibt aber ein — bereits seit lange bekanntes — Mittel, Fehler der Leitspindel unwirksam zu machen, indem man die daraufsitzende Mutter drehbar einrichtet und ihr jedesmal, wenn sie infolge einer Ungenauigkeit der Spindel etwa zu schnell vorgeschoben werden würde, durch Drehen eine rückläufige Bewegung erteilt und umgekehrt. Dieser Berichtigung muß naturgemäß eine Feststellung der Fehler an der Leitspindel vorangehen, die sich mit Hülfe einer auf der Spindel befestigten Teilscheibe und eines genauen Längenmaßstabes ausführen läßt. Will man dann die weiteren Fehlerquellen

bau auf einer Grundplatte mit drei einstellbaren Füßen, und auch der Bock mit der Antriebscheibe und den Mitnehmern, welche die Leitspindel der Maschine in Drehung versetzen, steht unabhängig auf dieser Platte. Der Unterbau trägt einen Balken mit Gleitbahnen für die Schlittenführungen und mit den Lagern für die Leitspindel und die zu bearbeitende Schraube. Die Einrichtung ist derart, daß das Werkstück die Verlängerung der Leitspindel bildet. Auf der letzteren sitzt eine Mutter, die in einem Schlitten gelagert ist, und dieser steht durch Rundstäbe mit einem zweiten Schlitten in Verbindung, der das Werkzeug trägt.

Fig. 5 bis 7.

Gewichthebel, Leitschiene und Mutter.

Fig. 8 bis 11. Werkzeugschlitten und Gegenhalter.

Fig. 1 zeigt auf der linken Seite eine am Balken der Maschine angeschraubte Schiene, über die ein Gewichthebel hinausragt. Diese Schiene, deren Oberfläche eine Kurve bildet, dient dazu, die in der Leitspindel vorhandenen Fehler fortzuschaffen. Das Ende des Gewichthebels ist nämlich an der auf der Leitspindel sitzenden Mutter befestigt, und je nachdem der Hebel sich hebt oder senkt, führt die Mutter die erwähnte berichtigende Bewegung aus, und zwar entspricht einem Höhenunterschied der Leitkurve von 1,6 mm eine Verschiebung der Mutter von 0,01 mm. Die Einzelheiten des Hebels und der Leitschiene gehen aus Fig. 5 bis 7 hervor; die letzte Figur zeigt gleichzeitig die Ausführung der Mutter in zwei ineinandergeschraubten nachstellbaren Teilen. Um die Unregelmäßigkeiten der Leitspindel zu messen, was zur Anfertigung der Leitschiene nötig ist, kann man am Balken der Maschine Arme anschrauben, auf denen Brücken befestigt werden, eine zum Tragen eines Mikroskopes, eine zweite für einen Maßstab.

Die Einzelheiten des Werkzeugschlittens und des Gegenhalters sind in Fig. 8 bis 11 wiedergegeben.

Die Leitspindel ist hohl und hat einen äußeren Durchmesser von 114,3 mm (4½") und halbzöllige Steigung; diese ist deshalb gewählt worden, weil sie sich meist bei mittelgroßen Drehbänken findet. Die Mutter ist 356 mm (14") lang, umfaßt also 28 Gänge; der größte Weg, den sie auf der Bank zurücklegen kann, beträgt 914 mm. Die Leitspindel ist auf der Maschine selbst geschnitten worden, indem man eine andre Leitspindel benutzte, die auf einer guten Drehbank angefertigt war, und deren Fehler man mit Hülfe einer Leitschiene berichtigte[1]).

Am 13. Oktober d. J. starb **Carl Schoenemann**, früher Direktor der städtischen Gasanstalt IV zu Berlin, eines der ältesten Mitglieder des Vereines deutscher Ingenieure, der in wenigen Monaten auf eine fünfzigjährige Mitgliedschaft hätte zurückschauen können. Geboren am 27. April 1830 zu Deiningen bei Nördlingen, in Bayern, erhielt Schoenemann seine technische Ausbildung in den Jahren 1847/49 an der kgl. Polytechnischen Schule zu Augsburg, an der er nach Ablauf seines Studiums noch 2 Jahre als Konstrukteur tätig war. Dann führte ihn sein Weg in die Praxis zur Maschinenfabrik von C. Dingler in Zweibrücken, bei der er bis 1855 beschäftigt war. In den Jahren 1855 und 1856 machte er eine Fahrzeit bei der Saarbrücker Eisenbahn durch, bestand die Lokomotivführerprüfung und war danach als Konstrukteur beschäftigt. Am 1. August 1856 wurde Schoenemann auf den Posten eines Maschinenmeisters bei der kgl. Bergwerksdirektion in Saarbrücken berufen, den er bis zum Jahr 1868 bekleidete. In jener Zeit hat er verschiedene wertvolle Berichte über ausgeführte Anlagen in dieser Zeitschrift veröffentlicht[2]). Von 1868 bis 1875 wirkte Schoenemann in Oberschlesien, und zwar bis 1872 bei der Schlesischen A.-G. für Bergbau und Zinkhüttenbetrieb zu Morgenroth und dann als Direktor für Maschinenbau und Bauwesen bei der Oberschlesischen Eisenbahnbedarfs-A.-G., insbesondere auf der Hochofenanlage in Friedenshütte. Der Schwerpunkt seiner Tätigkeit lag in allen diesen Stellungen in der Ueberwachung und im Ausbau des maschinellen Betriebes. Im Jahr 1875 folgte Schoenemann einem Rufe nach Berlin und übernahm hier die Leitung der städtischen Gasanstalt IV in der Danziger Straße, die er bis zu seiner Pensionierung im Jahr 1892 innehatte; während dieser Zeit

[1]) Nach Mitteilungen von Sir W. G. Armstrong, Whitworth & Co. und nach Engineering vom 4. August 1905 S. 141.

[2]) Vergl. Z. 1862 S. 84, 94; 1863 S. 371; 1865 S. 223; 1868 S. 689.

wurde jenes Werk auf eine Jahresleistung von 40 Mill. cbm Gas ausgebaut. Alle, die dem Verstorbenen näher getreten sind, insbesondere auch seine Freunde im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure, werden ihm ein ehrendes Andenken bewahren.

Die **Eisenerzeugung in den Vereinigten Staaten** von Amerika hat in diesem Jahre wiederum eine beträchtliche Steigerung gegen das Vorjahr erfahren. Im Monat Oktober wies die Tätigkeit der dortigen Hochöfen ein bisher unerreichtes Ergebnis auf; die Roheisenerzeugung belief sich nämlich auf 2050000 t aus Koks- und Anthrazitöfen, wozu noch 30000 t aus Holzkohlenöfen kommen. Hiernach wird die Jahreserzeugung nicht viel unter 24 Mill. t gegen 16½ Mill. t im Vorjahr bleiben, und das ist mehr als Deutschland und England zusammen an Eisen hervorbringen.

Die Schweizerischen Bundesbahnen haben sich entschlossen, bei Eröffnung des Betriebes auf der **Simplonbahn** am 1. Mai 1906 zwei **Drehstromlokomotiven**, die von der A.-G. Brown, Boveri & Co. nach dem Muster der neueren Valtellina-Lokomotiven[1]) gebaut werden, einzustellen. Ebenso sollen von Seiten der italienischen Staatsbahnen drei bereits auf der Valtellinabahn verwendete Lokomotiven zum Betrieb auf der Simplonbahn herangezogen werden. Damit ist aber die Frage, ob eine elektrische Zugförderung gewählt wird und welcher Art diese sein soll, noch nicht endgültig entschieden. Der Drehstrombetrieb ist wahrscheinlich unter Einwirkung der italienischen Staatsbahnverwaltung und zunächst deshalb gewählt worden, weil die erwähnten Drehstromlokomotiven bereits im Bau waren und sicher geliefert werden können. Es ist jedoch anzunehmen, daß der Drehstrombetrieb nur versuchsweise eingeführt wird und daß auch mit andern elektrischen Betriebsarten, insbesondere mit Einphasenstrom, noch Versuche angestellt werden.

[1]) s. Z. 1905 S. 350.

Die **Eisenbahn von Dar-es-Salaam nach Mrogoro** ist in erfreulichem Fortschritt begriffen. Die Trassierung ist etwa bis km 180 fertiggestellt, und Erd- sowie Felsarbeiten für den Bahnkörper sind auf rd. der Hälfte dieser Strecke beendet. Das ist um so bemerkenswerter, als viele Felsen gesprengt werden mußten und sogar ein Tunnel von 100 m Länge auszuführen war. Für diese schweren Arbeiten waren italienische Unternehmer und Arbeiter herangezogen, während sich im übrigen zahlreiche eingeborene Arbeiter auf den Baustellen befinden. Ein großer Teil des Oberbaues, auch 4 Lokomotiven und 45 Güterwagen sind bereits gelandet, und es besteht die Hoffnung, im Anfang des nächsten Jahres schon etwa 90 km Gleis befahren zu können. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 6. Dez. 1905)

Die Hauptversammlung des Vereines deutscher Eisenhüttenleute zu Düsseldorf am 3. Dezember 1905.

Es war für den neugewählten Vorsitzenden, Generaldirektor Springorum, die erste Hauptversammlung des Vereines, die er zu leiten hatte und die er deshalb begreiflicherweise zunächst zu einigen programmatischen Sätzen benutzte, die er an die aus allen Gauen unseres Vaterlandes und vielfach auch aus dem Ausland herbeigeeilten deutschen Eisenhüttenleute richtete. Vor allem gedachte er der großen Verdienste seines Amtsvorgängers Dr.-Ing. Carl Lueg, der über ein Vierteljahrhundert den Verein in meisterhafter Weise geleitet hat. Um die Zukunft des Vereines brauche man aber nicht zu bangen; denn einerseits sei dessen Aufgabe im Hinblick auf unsere Eisenhüttenindustrie so bedeutungsvoll, und anderseits vereinige er in sich und seinen Zweigvereinen so viele hervorragende und schaffensfreudige Kräfte, daß, wenn man ihm (dem Vorsitzenden) zu seiner Amtsführung nur einen kleinen Teil des starken Vertrauens, das er selbst in die Zukunft des Vereines setze, freundlichst entgegenbringen wolle, man der weiteren Entwicklung mit voller Zuversicht entgegensehen könne. Die Stimmung dürfe augenblicklich um so sicherer sein, als die Beschäftigung auf allen Werken durchweg zufriedenstellend sei; in dem Umstand, daß die Erzeugung der Werke willig Absatz finde, obwohl sie sogar im Vergleich mit der Erzeugung der Hochbewegungsjahre noch erheblich gestiegen sei, und obwohl heute nicht, wie damals, ein großer Teil der Erzeugung zum Bau neuer Werke verwendet werde, könne man mit Genugtuung die Bestätigung erblicken, daß die Anwendung von Eisen und Stahl in starker Ausbreitung begriffen ist, offenbar weil man dabei in steigendem Maße Vorteile gegenüber der Benutzung andrer Stoffe erblickt. Ohne Zweifel dürfe man an der günstigen Entwicklung auch den Verbänden und ihrer maßvollen Leitung einen erheblichen Anteil zusprechen, nicht zum wenigsten dem Stahlwerksverband, der mit ruhigem und sicherem Schritt seinen weiteren Ausbau verfolge und hoffentlich die großen Ziele, die er sich gestellt habe, demnächst erreichen werde. Im übrigen gelte nirgendwo mehr als in der Eisenindustrie der Satz »Stillstand ist Rückschritt«. Gerade die jetzige Zeit solle man zur Verbesserung der Werkeinrichtungen ausnutzen und dadurch Fortschritte auf den großen, ungemein vielseitigen Gebieten vorbereiten, die der Hüttenmann heute zu beherrschen gezwungen sei. Verbesserung in der Güte der Erzeugnisse, Ermäßigung der Selbstkosten, Vervollkommnung und Verbilligung des Transportwesens, für alle diese Bestrebungen und Fortschritte der Hort und die Pflegestätte zu sein, sei der Verein berufen, der abweichend von den zahlreichen Verkaufsverbänden und Syndikaten neben der Wahrung der materiellen Interessen seiner Mitglieder auch die schöne Aufgabe habe, für ihre gemeinsamen idealen Ziele einzutreten und zu wirken. Dies sei doppelt wichtig in einer Zeit, wo manche Kräfte tätig seien, unsre industriellen Verhältnisse, unser Vaterland und unsre Monarchie zu zerstören. Während die Häupter der Sozialdemokratie den politischen Massenstreik zur Inszenierung der Revolution empfehlen, haben einzelne Professoren der Volkswirtschaft statt des gesetzlichen Schutzes der Arbeitswilligen den gesetzlichen Schutz für die Streikenden verlangt und dadurch der Sozialdemokratie vorgearbeitet. Die im praktischen Leben Stehenden, die mit der Unerbittlichkeit der Tatsachen zu rechnen haben, müssen solche Phantasiegebilde in die Studierstube zurückverweisen und gegen jeden Versuch ihrer Uebertragung in das praktische Leben Front machen. (Lebhafte Zustimmung.)

Die Mitgliederzahl des Vereines ist auf 3172, die Auflage der Zeitschrift »Stahl und Eisen« auf 5500 gestiegen. Das mit der Zeitschrift in Verbindung stehende »Jahrbuch«, das eine Uebersicht über die gesamte Weltliteratur des Eisenhüttenwesens gibt, bewährt sich bestens; es wird demnächst im fünften Jahrgang erscheinen. In den Zweigvereinen herrscht reges Leben. Auch die internationalen Beziehungen werden vom Verein sorgsam gepflegt: das American Institute of Mining Engineers ist zum nächsten Sommer nach Deutschland eingeladen. Für eine bessere Ausgestaltung unseres Hochschulwesens für Eisenhüttenleute ist der Verein nachdrücklichst eingetreten. Die Vorarbeiten für den Neubau des eisenhüttenmännischen Institutes an der Technischen Hochschule in Aachen, mit dem der Anfang nach dieser Richtung gemacht werden soll, ist in gutem Fortschreiten begriffen. Auch der einjährigen praktischen Ausbildung der hüttenmännischen Jugend vor Beginn des Hochschulstudiums hat der Verein seine Sorge zugewandt. Der Redner gedenkt weiter noch der technischen Arbeiten des Vereines auf den Gebieten der Klassifikation von Eisen und Stahl, der Materialprüfung und der Normalprofile und teilt endlich mit, daß der Vereinsvorstand einstimmig beschlossen habe, die Carl Lueg-Denkmünze dem Dr.-Ing. h. c. Fritz W. Lürmann in Berlin zu verleihen, der mit seiner Schlackenform im Jahr 1867 eine wichtige Neuerung im Eisenhüttenwesen eingeführt habe, die nicht nur einen Fortschritt in der Betriebsführung darstellte, sondern auch den Uebergang zu den heutigen großen Erzeugungsmengen unsrer Hochöfen ermöglichte. Auch die sonstigen Verdienste Lürmanns um die Eisenindustrie durch Tat, Wort und Schrift rechtfertigen diese Verleihung, die von der Versammlung mit allseitigem lebhaftem Beifall begleitet wurde, und für die der also Geehrte mit herzlichen Worten dankte.

Sodann ging man zur Erörterung der Frachtfrage über. Als erster Berichterstatter besprach Abgeordneter Dr. Beumer den

Zusammenhang zwischen Personentarifreform und Gütertarifen,

indem er zunächst darlegte, daß die Lebhaftigkeit des Personenverkehrs eine unmittelbare Folge der industriellen und agrikulturellen Tätigkeit sei, durch die sie erzeugt werde und von der sie wesentlich abhänge.

Die Grundzüge der gegenwärtig geplanten Personentarifreform sind folgende:

1) Fortfall der Rückfahrkarten.

2) Beibehaltung bezw. Einführung der vierten Wagenklasse.

3) Festsetzung einheitlicher Einheitsätze:

I. Klasse	II. Klasse	III. Klasse	IV. Klasse
7 Pfg	4,5 Pfg	3 Pfg	2 Pfg

4) Einheitliche Zuschläge für Schnellzüge, die dem durchgehenden Verkehr dienen, in Zonenform:

	I u. II. Klasse	III. Klasse
bis 75 km	0,50 ℳ	0,25 ℳ
von 76 bis 150 km	1,00 »	0,50 »
über 150 km	2,00 »	1,00 »

5) Aufhebung des Freigepäcks.

6) Einheitlicher Gepäcktarif mit Gewichts- und Entfernungszonen.

Für je angefangene 25 kg Gepäck sind zu berechnen:

Zone	Entfernung	
Nahzone	1 bis 25 km	0,20 ℳ
I. Zone	26 » 50 »	0,25 »
II. »	51 » 100 »	0,50 »
III. »	101 » 150 »	0,75 »
IV. »	151 » 200 »	1.00 »
V. »	201 » 250 »	1,25 »
VI. »	251 » 300 »	1,50 »
VII. »	301 » 350 »	1,75 »
VIII. »	351 » 400 »	2,00 »
IX. »	401 » 450 »	2,25 »
X. »	451 » 500 »	2,50 »
XI. »	501 » 600 »	3,00 »
XII. »	601 » 700 »	3,50 »
XIII. »	701 » 800 »	4,00 »
XIV. »	über 800 »	5,00 »

7) Beibehaltung der Monatskarten für bestimmte Strecken, der Schülerzeitkarten, der Arbeiterkarten, der Vergnügungskarten, der Preisermäßigung für Kinder, für Ausflüge zu wissenschaftlichen oder belehrenden Zwecken, für Schulfahrten und Ferienkolonien, für milde Zwecke.

8) Wegfall der Preisermäßigung für Gesellschaftsfahrten, der Landeskarten, Kilometerhefte, Buchfahrkarten, Sommerkarten usw.

9) Beibehaltung der zusammenstellbaren Fahrscheinhefte unter Berechnung folgender Einheitsätze:

I. Klasse	II. Klasse	III. Klasse
7,3 Pfg	4,8 Pfg	3,2 Pfg

Die Hefte gelten ohne weiteres zur Benutzung der Schnellzüge

Verglichen mit der 1891 vom Minister v. Maybach geplanten Reform hat die jetzige nach Ansicht des Redners große Vorzüge, unter die vor allem auch die Beibehaltung der vierten Wagenklasse zu rechnen sei. Diese Wagenklasse sei bei dem Teil unsrer Bevölkerung sehr beliebt, der große Lasten (Marktwaren, Weberbäume u. dergl.) mit sich auf die Reise nimmt und gern unter eigener Aufsicht hält. Es kommt hinzu, daß der Wegfall der vierten Wagenklasse zahlreiche Personen, die bis jetzt die dritte Klasse benutzt haben, veranlassen würde, in der zweiten Klasse zu fahren; den Reisenden kleinerer Geschäfte und vielen Vergnügungsreisenden würde die Benutzung der Eisenbahn demnach ganz erheblich verteuert werden. Eine Unterbringung der bisherigen Reisenden der vierten Klasse in besondern Wagen der dritten Klasse, wie sie bei der Maybachschen Reform eisenbahnseitig vorgeschlagen wurde, würde einerseits diesem Teil des Publikums nicht zusagen, anderseits der schnellen Abfertigung der Züge im Industriegebiet im Wege stehen. Den Sturm der Proteste, den die beabsichtigte Reform hervorgerufen hat, führt der Redner zum größten Teil auf die vielfach verbreitete, aber ganz unzutreffende Behauptung zurück, daß wir zurzeit teuer fahren: die Unrichtigkeit dieser Meinung weist er namentlich an dem Beispiel Englands nach, auf dessen angeblich vorbildliche Einrichtungen wir doch sonst von Politikern, Parlamentariern und Professoren immer wieder hingewiesen würden. Er zeigt an der Hand der englischen Personentarife, daß dort die Fahrpreise fast doppelt so hoch sind wie in der preußisch-hessischen Eisenbahngemeinschaft, wo zurzeit für Rückfahrkarten in allen Zügen 6 Pfg km in der ersten, 4,5 Pfg in der zweiten und 3 Pfg in der dritten Klasse bezahlt werden, während sich diese Preise in England auf 10,56, 8,71 und 5,28 Pfg stellen.

Wenn man vielfach als einen Vorzug bezeichne, daß in England die dritte Wagenklasse fast in allen Schnellzügen mitgeführt wird, so möchte der Redner doch darauf aufmerksam machen, daß viele dieser Schnellzüge insofern einen eigenartigen englischen Charakter haben, als sie an nur ganz wenigen Stationen anhalten. Beispielsweise fährt der Plymouth-London-Expreßzug der Great Western Main Line, der auch die dritte Wagenklasse führt, ohne Aufenthalt von Exeter nach London (Paddington-Station), also an vielen großen Städten, ohne anzuhalten, vorbei; der Redner möchte — und er beruft sich dafür auf die Verhandlungen in unsern Bezirkseisenbahnräten — doch das Geschrei in Deutschland nicht hören, wenn die preußische Eisenbahnverwaltung einen Zug Hannover-Köln fahren ließe, ohne mit ihm in Bielefeld, Hamm, Dortmund, Essen, Duisburg, Düsseldorf anzuhalten, von andern auf dieser Strecke liegenden Stationen gar nicht zu reden. Das sind also Verhältnisse, die miteinander gar nicht in Vergleich gesetzt werden können. Tatsache ist — und darauf hat schon 1902 F. Heinrich im Archiv für Eisenbahnwesen mit Recht hingewiesen —, daß es in England, wo es eine vierte Wagenklasse nicht gibt, dem wenig Bemittelten überhaupt nicht möglich ist, große Entfernungen auf der Eisenbahn zurückzulegen. Der niedrigste Preis für eine Reise von London nach Edinburg beträgt in der dritten Wagenklasse 33,32 ℳ, während sich für die gleich lange Strecke im Bezirk der preußisch-hessischen Betriebsgemeinschaft der geringste Preis (in der vierten Klasse) auf 12,80 ℳ stellt; das sind weniger als 2/5 des englischen Fahrpreises. England ist ausgesprochenermaßen das Land des Handels und der Industrie; seine Arbeitsverhältnisse werden uns bis zum Ueberdruß als vorbildlich hingestellt, durchweg von ebendenselben Parlamentariern und Professoren, die bei uns aus sozialen Gründen auf eine noch weiter gehende Verbilligung der Personentarife drängen und die durch nichts beweisbare Behauptung aufstellen, bei uns werde der Arbeiter durch zu hohe Personentarife an die Scholle gefesselt. Diesem Gerede gegenüber hat der Redner einmal festzustellen für seine Pflicht gehalten, wie unsozial dann die Verhältnisse in England uns gegenüber liegen; denn

in der preußisch-hessischen Eisenbahngemeinschaft werden bezahlt:

	I. Klasse	II. Klasse	III. Klasse	IV Klasse
für einfache Fahrkarten in Schnellzügen . .	9 Pfg	6,67 Pfg	4,67 Pfg	— Pfg
für einfache Fahrkarten in Personenzügen . .	8 »	6 »	4 »	2 »
für Rückfahrkarten in allen Zügen (45 Tage)	6 »	4,5 »	3 »	— »
in England:				
für einfache Fahrt . .	10,56 »	8,71 »	5,28 »	

Eine weitere Ermäßigung unserer Personentarife würde sich nur auf Kosten der Gütertarife vollziehen lassen, d. h. auf Kosten der vaterländischen Produktion und der Möglichkeit ihres Wettbewerbes auf dem Weltmarkte. Das würde auch dem Arbeiter mehr schaden, als ihm eine Herabsetzung der Personentarife nützen würde; auch er ist viel mehr an einer Herabsetzung der Gütertarife interessiert, die die Arbeit im Land und damit auskömmliche Löhne ermöglicht.

Die Industrie hat deshalb nach Meinung des Redners ein dringendes Interesse daran, die Reform in der vorliegenden Fassung wenigstens grundsätzlich gutzuheißen. Der Ausfall wird vom Minister auf etwa 911 000 ℳ geschätzt, die zum Teil übrigens zweifellos wieder eingebracht werden: zudem bleibt die vierte Klasse bestehen. Daß Einzelheiten in dem Reformprogramm noch verbesserungsfähig sind, soll dabei nicht geleugnet werden. Der Redner denkt dabei namentlich an eine ermäßigte Gepäckfracht für Handelsreisende, an eine weise Beschränkung der in Aussicht genommenen Zuschläge ausschließlich auf durchgehende Schnellzüge oder auf D-Züge, an die gleichzeitige Ausgabe zweier Fahrkarten, von denen eine zur Hin-, die andre zur Rückfahrt dient, u. a. m. Vor allem aber gilt es, die Herabsetzung der Gütertarife wiederum als das dringendere Bedürfnis zu bezeichnen und die alte Forderung zu wiederholen, daß die Eisenbahnverwaltungen im Etat und im Betriebsbericht nicht allein die Einnahmen für den Personen- und Güterverkehr, sondern auch die Ausgaben für beide Verkehrsarten getrennt aufführen, da nur auf diese Weise die Quelle der Eisenbahnüberschüsse in zweifelsfreier Weise aufgedeckt und die daraus notwendige Schlußfolgerung für die Höhe der Personen- und Gütertarife gezogen werden kann. Eisenbahnseitig wird gewöhnlich eingewendet, daß das nicht angängig sei. Der Redner fragt, warum es denn in den Vereinigten Staaten von Amerika geht? Das vom Bundes-Verkehrsamt in Washington vorgeschriebene Buchungsformular (für das Geschäftsjahr 1890/91) enthält auf Seite 42 die Vorschrift über die Verteilung der Betriebsausgaben auf Personen- und Güterverkehr (of operating expenses between passenger and freight traffic). Ferner gibt es (Washington, Government printing offices 1891) ein Heft, von der Interstate Commerce Commission herausgegeben, das die ganz genauen Vorschriften für die Buchung der Betriebskosten enthält, und drittens findet man auf Seite 350 u. f. des Second annual report on the statistics of railways in the United States von 1889 die Betriebsausgaben der einzelnen Gesellschaften in dieser Trennung. Nun ist dem Redner von einem Eisenbahnfachmann in der Kölnischen Zeitung erwidert worden, auf die Durchführung dieser Vorschriften werde seitens des Bundes-Verkehrsamtes seit 1892 nicht mehr gesehen, weil sie sich als unmöglich herausgestellt habe. Der betreffende Eisenbahnfach-

mann hat hierin recht, er scheint aber nicht zu wissen, daß beispielsweise von der Pennsylvania Railroad Company noch heute das genannte Verfahren scharf durchgeführt wird. Der Abgeordnete Macco hat das Verdienst, im Abgeordnetenhaus ebenso wie in der Kölnischen Zeitung wiederholt hierauf hingewiesen zu haben. In dem Jahresbericht der genannten Gesellschaft für 1902 finden sich, so schreibt er, in außerordentlich sorgfältiger Ausarbeitung neben der gesamten Rechnung für das ganze Netz dieser Eisenbahngesellschaft die wirtschaftlichen Ergebnisse für sämtliche einzelnen Hauptabteilungen, sowohl was Einnahmen wie Ausgaben angeht, getrennt in allen Haupteinzelheiten aufgeführt. Aber nicht bloß die Hauptposten für die einzelnen Linien sind getrennt aufgeführt, sondern auch für jede einzelne Linie sind die Selbstkosten getrennt für Personen- und Güterverkehr ausgerechnet und von Jahr zu Jahr in ihren Einzelheiten vergleichbar zusammengestellt. Ebendasselbe ist bei der Wabash Railroad Co., bei der Chicago Burlington and Quincy Railway Co., bei der Chicago Milwaukee and St. Paul Railroad Co. der Fall. Es ist keine Frage, daß sich bei einer solchen Rechnung eine Menge Faktoren finden, deren Scheidung in bezug auf ihren Einfluß auf den Personen- und Güterverkehr außerordentlich schwierig und jederzeit angreifbar ist. Es fragt sich dagegen, ob die Fehler, die nach menschlichem Wissen unvermeidbar sind, durch tüchtige Praktiker nicht so weit heruntergedrückt werden können, daß die Rechnungsergebnisse doch annähernd richtig sind. Aber selbst wenn dies bezweifelt wird, bleibt immer noch der Vorteil, daß die regelmäßige jährliche Wiederholung einer solchen Rechnung unzweifelhaft einen Anhalt für den Praktiker gibt, ob die einzelnen Linien untereinander bedenkliche Unterschiede zeigen, denen nachzugehen ist, ob Verschiebungen, die die jährlichen Zahlen ergeben, darauf hinweisen, den Betrieb nach dieser oder jener Richtung zu kontrollieren und zu verbessern.

Ebensogut wie in einem großen industriellen Werk eine genaue Berechnung der Selbstkosten einzelner Betriebszweige unter Einstellung des Anteiles der Generalunkosten möglich erscheint, ebenso möglich ist eine Trennung der Ausgaben für den Personen- und Güterverkehr. Der Redner hat schon 1894 nach diesem amerikanischen Muster die Betriebskosten der preußischen Staatsbahnen auf den Personen- und Güterverkehr nach der Statistik des Reichseisenbahnamtes für 1890/91 zu verteilen versucht, ohne daß er Widerspruch erfahren hätte. Seine Aufstellung hat folgenden Wortlaut:

1) Grundlage der Verteilung.

Die nicht unmittelbar teilbaren Kosten sind in Uebereinstimmung mit dem amerikanischen Verfahren nach Maßgabe der für jede der beiden Verkehrsarten gefahrenen Zug- bezw. Lokomotivkilometer auf den Personen- und den Güterverkehr verteilt. Diese Verteilung erscheint dadurch begründet, daß die Lokomotivkraft, welche die Hauptursache der Abnutzung der Gleisanlagen usw. und der Beschäftigung vieler Betriebsbeamten bildet, für beide Zuggattungen durchschnittlich gleich ist, und daß die größere Geschwindigkeit der Personenzüge durch die größere Belastung der Güterzüge in ihren Wirkungen etwa aufgewogen wird. Auch die Beanspruchung des Stationspersonales hängt vielfach von der Anzahl der gefahrenen Züge ab. Dementsprechend sind die nicht unmittelbar teilbaren Betriebskosten verteilt:

a) für die allgemeine Verwaltung und den Expeditionsdienst nach dem Verhältnis der gefahrenen Zugkilometer;

b) für die Bahnunterhaltung und den äußeren Stationsdienst ebenso, jedoch unter Hinzurechnung der Vorspann- und Rangierkilometer mit ihren halben Anteilen, da die Wirkungen dieser Leistungen etwa gleich derjenigen von den Zügen zu schätzen sind;

c) für den Zugbegleitungs- und Zugförderungsdienst nach Maßgabe der betreffenden Leistungen. Ebenso bei den übrigen sachlichen Kosten.

2) Ermittlung der gefahrenen Zug- und Lokomotivkilometer.

	1000 km Personenverkehr	1000 km Güterverkehr
in Schnellzügen Tab. 17 Sp. 4[1]	20 714	—
» Personenzügen Tab. 17 Sp. 5	77 520	
» gemischten Zügen Tab. 17 Sp. 6, 18 773 verteilt im Verhältnis $^1/_3 : ^2/_3$	6 257	12 515
» Güterzügen Tab. 17 Sp. 7	—	90 131
zusammen Zugkilometer a)	104 491	102 646
Verhältniszahlen	50,5 vH	49,5 vH

[1]) Statistik des Reichseisenbahnamtes 1890/91.

		1000 km Personenverkehr	1000 km Güterverkehr
in Vorspanndienst Sp. 10	12 148		
» Rangierdienst Sp. 25	116 212		
zusammen	128 360		
verteilt im Verhältnis $^1/_4 : ^3/_4$ b)		32 160	96 200
die Hälfte von b		16 080	48 100
daher $a + \frac{b}{2}$		120 571	150 746
Verhältniszahlen		44 vH	56 vH
und a + b		136 651	198 846
Verhältniszahlen		41 vH	59 vH

Die Nebenleistungen bleiben außer Betracht, da ihre Kosten mit verteilt werden.

3) Verteilung der Betriebskosten.

		1000 ℳ Personenverkehr	1000 ℳ Güterverkehr
Tabelle 26	1 000 ℳ		
a) allgemeine Verwaltung Sp. 58	39 933		
desgl. sachliche Ausgaben Sp. 69	16 900		
Expeditionsdienst Sp. 61	29 545		
	86 378		
verteilt im Verhältnis 50,5 : 49,5		43 578	42 800
b) äußerer Stationsdienst Sp. 60	64 050		
verteilt im Verhältnis 44 : 56		28 200	35 850
c) Zugbegleitungsdienst Sp. 62	35 261		
da eine Zugmannschaft im Personenzugdienst etwa doppelt soviel wie im Güterzugdienst leistet, verteilt im Verhältnis 50,5 : (49,5 × 2) = 34 : 66		12 000	23 261
d) Zugförderungsdienst Sp. 63	46 428		
da die Mannschaft im Personenzugdienst etwa 50 vH mehr als im Güterzugdienst leistet, verteilt im Verhältnis 41 : (59 × 1,5) = 32 : 68		14 828	31 600
e) Bahnverwaltung Sp. 59	31 524		
Unterhaltung der Bahnanlagen Sp. 87	62 610		
Erneuerung des Oberbaues Sp. 123	39 234		
erhebliche Ergänzungen usw. Sp. 142	9 154		
	142 522		
verteilt im Verhältnis 44 : 56		62 710	79 812
f) Kosten der Züge Sp. 94	56 312		
da für ein Lokomotivkilometer im Güterzugdienst etwa 50 vH mehr Kohlen, Wasser usw., als im Personenzugdienst verbraucht werden, verteilt im Verhältnis 44 : (56 × 1,5) = 34 : 66		19 100	37 212
g) Unterhaltung der Lokomotiven Sp. 98	29 751		
desgl. Erneuerung Sp. 128	15 465		
	45 216		
verteilt im Verhältnis 41 : 59		18 500	26 716
h) Unterhaltung der Personenwagen Sp. 100		10 499	—
Erneuerung » » » 130		4 339	—
Unterhaltung der Gepäck- und Güterwagen Sp. 102		—	23 067
Erneuerung der Gepäck- und Güterwagen Sp. 132		—	15 634
i) sonstige Ausgaben 18318, verteilt im Verhältnis 44 : 56		8 050	10 268
zusammen		221 804	326 220

4) Einnahmen und Leistungen.

	1000 ℳ Personenverkehr	1000 ℳ Güterverkehr
Einnahmen aus dem Personen- und Gepäckverkehr Tab. 26 Sp. 3	228 751	—
desgl. aus dem Güterverkehr Sp. 6	—	610 047
sonstige Einnahmen 42423 ℳ, verteilt im Verhältnis der Haupteinnahmen	11 400	31 023
	240 151	641 070
gefahrene 1000 Personenkilometer Tab. 22 Sp. 70	7 520 480	—
gefahrene 1000 Gütertonnenkilometer Tab. 23 Sp. 176	—	16 110 188

5) Vergleiche.

	Personenverkehr	Güterverkehr
Verhältnis der Ausgaben zu den Einnahmen	vH 92	51
Einnahme für ein Personen- bezw. Gütertonnenkilometer	Pfg 3,20	4,00
Ausgabe desgl.	» 2,95	2,03
Man wird daher, da unter d) und h) für den Personenverkehr zu geringe Kostenanteile eingestellt sind, die Ausgabe für das Personen- bezw. Gütertonnenkilometer annehmen dürfen zu	» 3	2

Der Redner möchte wünschen, daß diese Aufstellung eine fachmännische Nachprüfung fände.

Nicht uninteressant ist hierbei ein Vergleich der Einnahmen aus dem Personen- und Güterverkehr der drei Länder Deutschland, England und Frankreich.

Es entfielen von der Gesamteinnahme:

	in Deutschland			in England			in Frankreich		
	1899 vH	1900 vH	1901 vH	1899 vH	1900 vH	1901 vH	1899 vH	1900 vH	1901 vH
auf Personen- und Gepäckverkehr	27,39	28,17	28,91	43,02	43,31	43,76	42,7	44,7	44,0
auf Güterverkehr	64,56	64,36	63,34	51,26	51,02	49,70	55,4	53,6	54,1
» sonstige Einnahmen	8,05	7,47	7,75	5,72	5,67	6,54	1,9	1,7	1,9

Für 1905/06 werden sich für die preußisch-hessische Eisenbahngemeinschaft die Verhältnisse voraussichtlich wie folgt gestalten:

Nach der vorläufigen Ermittlung ergab sich im Jahre 1904/05 bei einer mittleren Betriebslänge von 33766,46 km eine Einnahme von 13401 ℳ/km aus dem Personenverkehr, 31216 ℳ aus dem Güterverkehr und 47538 ℳ überhaupt. Für 1905/06 wird die mittlere Betriebslänge auf 34624,05 km steigen. Nach Maßgabe des bisherigen Wachsens der durchschnittlichen Einnahme ließe das ganze Jahr 1905/06 erwarten: aus dem Personenverkehr 14124 ℳ, aus dem Güterverkehr 32524 ℳ und überhaupt 49667 ℳ auf 1 km.

Im Vergleich zum Etat für 1905/06 würde dies einer wirklichen Einnahme entsprechen, und zwar in Millionen ℳ abgerundet:

	Etat	Wirklichkeit
aus Personenverkehr	446,3	489,1
» Güterverkehr	1073,6	1126,1
» sonstigen Einnahmen	98,2	104,5
überhaupt	1618,1	1719,7

oder rund hundert Millionen ℳ mehr, als der Etat erwarten läßt.

Man kann nach dem Obigen leicht ermessen, wieviel aus den Eisenbahnüberschüssen, die für das Etatsjahr 1905 mit 615743348 ℳ angesetzt sind, aus dem Güter- und aus dem Personenverkehr herrührt, selbst wenn man dabei nicht einmal die Tatsache in Rechnung zieht, daß viele Bahnstrecken, namentlich im Osten unsrer Monarchie, sicher die Kosten, die für den Personenverkehr aufgewendet werden, nur zu einem Teile decken. Berechnet man das Verhältnis ohne Würdigung dieser Tatsache für das Jahr 1901 (letzte Spalte in der obigen Zahlentafel für Deutschland), so betrug der Betriebsüberschuß der preußisch-hessischen Bahnen 517753730 ℳ. Die Einnahmen aus dem Personen- und Gepäckverkehr sowie aus dem Güterverkehr betrugen zusammen 1267592034 ℳ. Das ergäbe, die Verhältniszahlen jener Zahlentafel zugrunde gelegt, daß der Personen- und Gepäckverkehr mit nur 30,25 vH, der Güterverkehr dagegen mit 69,75 vH an dem Betriebsüberschuß beteiligt wäre. Zweifellos aber liegen die Tatsachen noch viel mehr zugunsten eines größeren Anteiles des Güterverkehrs.

Der Redner schließt mit dem Hinweis, daß er es aus den vorstehenden Gründen für notwendig erachtet habe, den volkswirtschaftlichen Zusammenhang von Personentarifreform und Gütertarifen darzulegen; denn volkswirtschaftliche Zusammenhänge zu erörtern und richtig zu verstehen, sei heute mehr als je die Pflicht eines jeden deutschen Eisenhüttenmannes. (Lebhafter Beifall.) (Forts. folgt.)

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 163201. Dampf- oder Gasturbinendüse. Carlshütte, A.-G. für Eisengießerei und Maschinenbau, und W. Grun, Altwasser. Damit bei großen Düsen d, deren Mündung mehrere Schaufeln des Laufrades r bedeckt, alle Dampf- oder Gasfäden geradlinig verlaufen, wird die Düse (durch Pressung aus einem dünnwandigen Rohr) so hergestellt, daß alle Längsschnitte des Mündungsteiles geradlinige Begrenzung haben, die Achse a des Querschnittes aber (s. Nebenfigur) entsprechend der Krümmung des Radumfanges krummlinig verläuft.

Kl. 35. Nr. 162835. Förderanlage. Elektrizitäts-A.-G. vorm. W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a/M. Bei dieser aus einem Aufzuge t und schiefen Ebenen s, s_1 gebildeten Förderanlage werden die Förderwagen w bei f_0 auf dem Fördergestell beladen, bis f gehoben, laufen dann selbsttätig über s zur Entladestelle e (Einschüttöffnung eines Hochofens oder dergl.), kehren nach ihrer Entleerung auf s_1 nach dem inzwischen bis f_1 gesenkten Fördergestell zurück und werden von diesem abwärts befördert. Wenn s mit s_1 durch eine (selbsttätige) Zungenweiche verbunden ist, wird der Wagen w bei e durch einen Pufferwagen p angehalten, wobei ein Gewicht g gehoben (eine Feder gespannt) wird, das dem Wagen w zur Rückfahrt auf s_1 eine Anfahrbeschleunigung erteilt. Wenn aber s mit s_1 durch eine Schleife verbunden ist, läuft w über e auf ein um o drehbares Gleisstück l (Nebenfiguren), hebt dieses und ein Gewicht g_1 etwas an, wird durch einen Anschlag a und einen Gewichthebel h gefangen, nach der Entleerung aber durch g_1 von h abgehoben. Wenn mehrere Aufzüge t, t_1 nebeneinander angeordnet sind, werden sie durch Brücken v verbunden, so daß ein Aufzug verschiedene Entladestellen bedienen kann.

Kl. 46. Nr. 162842. Druckluft-Anlaßventil. G. Mees, Barmen-Rittershausen. Außer dem Einlaßventil e und dem Auslaßventil v für regelmäßigen (Viertakt-)Betrieb hat die Maschine ein Anlaßventil a, das von r her durch Druckluft in der Eröffnungsrichtung ständig belastet ist, durch eine kreisrunde Steuerscheibe s aber mittels Rollenhebels phk geschlossen gehalten wird, bis bei Beginn des Krafthubes eine Aussparung u in s die selbsttätige Eröffnung gestattet. Sobald aber die Zündungen eintreten, wird a durch den Innendruck geschlossen gehalten, so daß der Anlaßbetrieb durch Druckluft selbsttätig aufhört.

Kl. 47. Nr. 163114. Ausgleichgetriebe. E. Weitzel, Langen (Bez. Darmstadt). Das Getriebe soll die in das Gehäuse g eingeleitete Drehkraft zu gleichen Teilen auf drei Wellen w, w_0, w_1 übertragen, von denen drei fahrende Treibräder angetrieben werden, deren Bahn in Krümmungen ungleich lang ist (wie z. B. beim Weitzelschen Kraftwagenpfluge). Durch Kegelräder r wird die Drehkraft von g zunächst in zwei gleichen Teilen auf die losen Kegelräder s, s_1 übertragen, und die in s, s_1 gelagerten Doppelkranzräder t, t_1 wirken mit gleichen Zahndrücken auf die festen Räder u, u_0, u_1 der drei Wellen, wobei der Teilkreisradius von u_0 halb so groß als der von u und u_1 ist.

Kl. 7. Nr. 157673. Drahtziehmaschine. W. Gerhardi, Lüdenscheid. Zum stoßfreien Antrieb der Trommel *a*, welche lose auf der Antriebwelle *b* sitzt, dient in bekannter Weise ein Reibband *f*, das den fest mit der Trommel verbundenen Ring *i* umgibt und mit seinem einen Ende bei *g* am Ringe *d* befestigt ist, während sein anderes Ende mit einem Winkelhebel *h* verbunden ist, der im Ringe *d* gelagert ist. Gegenstand der Erfindung ist die Einrückung dieser Kupplung durch das Gewicht der Trommel *a*, welche sich in gesenkter Stellung mit der Scheibe *s* auf den Arm *k* des Winkelhebels legt und dadurch das Band *f* anzieht.

Kl. 14. Nr. 163081. Regelung der Wasserzufuhr bei Zentralkondensatoren. Dr. K. Kubierschky, Aschersleben, und H. Balcke, Bochum i/W. Im Warmwasserraum *c* des Kondensators *a* oder im Unterdruckdampfraume selbst ist ein Ausdehnungskörper angebracht, dessen Temperaturänderung den Wasserzufluß regelt. Ein von Röhren durchzogenes zylindrisches Gefäß *e* ist mit einer Flüssigkeit von großer Wärmeausdehnung (Benzol, Toluol, Terpentinöl, Petroleum) oder leichter Verdampfung (schweflige Säure) vollständig gefüllt, und diese Flüssigkeit wirkt bei Temperaturerhöhung durch das Rohr *f* auf luftfreies Wasser im Raum *g* und im Zylinder *h* auf den Kolben *i*, der dann das Ventil *k* im Saugrohr des Einspritzkondensators *a* weiter öffnet oder (Nebenfigur) die Wasserpumpe *l* eines Oberflächenkondensators für schnelleren Lauf regelt.

Kl. 46. Nr. 162788. Zweitaktmaschine. P. Schwehm, Düsseldorf. Spül- und Gemischluft wird von *a*, Gas von *b* her zugeführt, und die zugehörigen Ventile *e*, *g* sind gleichachsig ineinander angeordnet, gegenseitig verstellbar und mit unabhängigen Steuerungen versehen, so daß sie (durch zweckmäßig gestaltete Nocken) so gesteuert werden können, daß die Menge der Spülluft und das Mischungsverhältnis von Luft und Gas nach Bedarf bestimmt werden kann und bei verschiedenen Füllungsgraden unverändert bleibt.

Kl. 47. Nr. 163154. Rohrverbindung. M. Eisner, Zabrze (O.-Schl.). Der Winkelschlitz *bc* des Bajonettverschlusses *bcfd* ist in einer Ausbuchtung *a* des äußeren Rohres angebracht, wodurch die Randdurchbrechung bei dem in der Achsenrichtung verlaufenden Schlitzteile *b* vermieden und die Festigkeit gegen Zugkräfte wesentlich erhöht wird.

Kl. 17. Nr. 162998. Kühlvorrichtung. A. Friz, Cannstatt, und A. Spreter, Stuttgart. Je zwei Bleche *a* bilden für die abzukühlende Flüssigkeit einen engen Schlangen- oder Zickzackweg *f*, der von Luftwegen *b* gekreuzt wird. Zur Herstellung und Erhaltung des kleinen Abstandes der Bleche werden statt der üblichen Einlagen (aus Gummi, Leder usw.) Rippen *c* herausgepreßt, wodurch die Festigkeit und Dauerhaftigkeit des Kühlers erhöht wird.

Kl. 46. Nr. 163699. Mischvorrichtung. C. Weidmann, Würselen bei Aachen. Eine Bohrung *a* ist mit möglichst dünnen Platten *f*, *e* gefüllt, die abwechselnd eingefräste Kanäle *h* für die Luftzufuhr *c* und *g* für die Gaszufuhr *b* enthalten, während dünne Scheidewände *i* die Kanäle trennen, so daß sich Luft und Gas in der Leitung *d* in dünnen Schichten mischen. Oder dickere Platten *k* enthalten die Kanäle *h*, *g* auf beiden Seiten und werden durch dünne glatte Platten *l* getrennt.

Kl. 58. Nr. 163707. Kurbel- oder Exzenterpresse. P. Collin, Berlin. Die Kurbelscheibe *k* (oder das Exzenter) ist zwischen den beiden Führungen a, a_1 des Gleitschiebers *s* angeordnet, während der Kreuzkopf *b* über *a* liegt, so daß man die Höhenlage von *s* in einer Klemmschelle (bei *m*) oder in Stellringen r, r_1 bequem verändern und die Verstellbarkeit des Preßtisches entbehren kann. Der Stößel *s* kann in einer Muffe *m* drehbar gelagert und während des Arbeitshubes mittels Nut *l* und Stiftes *z* gedreht werden. Eine Führung b_1 *c* des Kreuzkopfes verhindert die Verdrehung von *m* und des Ecken in den Gelenken der Pleuelstange *t*.

Kl. 59. Nr. 160182. Doppeltwirkende Tauchkolbenpumpe. Berliner A.-G. für Eisengießerei und Maschinenfabrikation, Charlottenburg. Der Kolben der Pumpe ist als Differentialkolben ausgebildet. Der vordere Pumpenraum ist mit dem hinteren durch ein mittels Ventiles *b* absperrbares Umlaufrohr *a* verbunden, wodurch man die Pumpe bei geschlossenem Ventil als doppeltwirkende Tauchkolbenpumpe und bei geöffnetem Ventil als Differentialpumpe arbeiten lassen kann.

Kl. 60. Nr. 163712. Federregler. Ganz & Co., Eisengießerei und Maschinenfabriks-A.-G., Ratibor. Zwei bei *x* und *y* gelagerte Hebel *ab*, *hd*, deren Enden durch die Belastungsfeder *f* und eine Stange *v* verbunden sind, haben derart bemessene Arme, daß der Ausschlag *p* des als Fliehgewicht *g* ausgebildeten Armes *a* größer als der Ausschlag *r* des Armes *h* ist, so daß die Feder *f* nicht um *p*, sondern um $p-r$ ausgedehnt wird, also statt einer schwer unterzubringenden langen und schwachen Feder eine kurze und starke benutzt werden kann. Die Armlänge *h* ist einstellbar.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Neuere Kraftgaserzeuger.

Geehrte Redaktion!

In Nr. 45 Ihrer Zeitschrift hat Hr. Prof. Schöttler bei Besprechung meines Gaserzeugers gesagt: »In bezug auf die Anordnung des Verdampfers steht also dieser Erzeuger zwischen den beiden beschriebenen Gruppen; er ist für reichliche Dampfmengen eingerichtet. Da Capitaine auf 1 kg Dampf für 1 kg Kohle rechnet, würde allerdings der Taylorsche Verdampfer nicht recht ausreichen.«

Ganz zutreffend meint Hr. Schöttler, daß für diese Dampfmenge die vorhandenen Wärmemengen kaum ausreichen würden. In einer Fußnote wird als Quelle für meine Angaben auf S. 288 des Jahrbuches der Schiffbautechnischen Gesellschaft hingewiesen.

Nun habe ich nicht gesagt, daß ich bei diesem Generator jene großen Dampfmengen anwenden will, schon aus dem Grunde nicht, weil die Praxis ein wenig gutes Ergebnis zeigen würde.

Auf S. 279 jenes Jahrbuches habe ich den nachstehend abgebildeten Generator beschrieben, bei welchem die Wärme der Abgase des Motors im Dampfentwickler *C* zur Erzeugung von Dampf und die Abwärme des aus dem Generator abziehenden Gases im Erhitzer *P* zur Vorwärmung von Dampf und Luft verwertet wird. An dieser Stelle (also 9 Seiten vorher) bemerkte ich das Folgende:

»Die Wassermengen, die für den im Generator zu zerlegenden Dampf benötigt werden, betragen bei größeren Anlagen pro PS_e und Stunde minimal 0,20 kg, wenn man den Verbrauch pro PS_e und Stunde mit 0,36 kg annimmt, sollen

jedoch zweckmäßig das Gewicht der verbrauchten Kohle übersteigen.«

Im weiteren ging ich auf die Schwierigkeiten der Beschaffung der für den Dampf nötigen Wassermengen bei Seeschiffen ein.

Es ist zweifellos, daß bei Benutzung der Wärme der Auspuffgase des Motors zur Verdampfung einerseits und der Abwärme der Generatorgase zur Vorwärmung von Dampf und Luft anderseits ein das Gewicht der verbrauchten Kohle erheblich übersteigendes Dampfgewicht mit besonderm Vorteil Verwendung finden kann. Nun sagt Hr. Prof. Schöttler: »Ob es aber richtig ist, mit soviel Wasser zu arbeiten, steht dahin ..... Zu viel Dampf bringt die Temperatur herunter, und gibt ein Gas, das reich an Kohlensäure und Wasserstoff ist, also bei kleinerem Heizwert heftige Explosionen bewirkt«

Es ist unzutreffend, daß bei dem vorstehend abgebildeten Generator die Temperatur durch jene Dampfmengen mehr als zulässig herabgesetzt und dadurch ein Gas, das besonders reich an Kohlensäure ist, gebildet wird; denn der Dampf und die Luft gelangen gehörig vorgewärmt in den Brennstoff. Ich habe größere Motoren mit sehr wasserstoffreichem Gas im Betriebe beobachtet, bei welchen durch das richtige Zueinander von Verdichtungsgrad, Mischungsverhältnis bezw. Gemischbildung und Zündzeitpunkt ein Stoßen nur wenig bemerkbar war.

Ich bestreite keineswegs, daß ein Gas, welches reich an Kohlensäure und Wasserstoff, dagegen arm an Kohlenoxyd ist, in einer ungeeigneten Maschine starke Stöße hervorrufen muß.

Mit meinem auf S. 288 des Jahrbuches der Schiffbautechnischen Gesellschaft beschriebenen Generator ist die Herstellung eines solchen minderwertigen Gases nicht beabsichtigt; auch lassen meine Erläuterungen auf eine solche Absicht in keiner Weise schließen.

Die von mir gewählte Anordnung des Verdampfers soll eine rasche und reichliche Dampfbildung ermöglichen. Wieweit der zur Verfügung stehende Dampf im Generator Verwendung finden darf, ergibt sich im praktischen Betriebe ganz von selbst. Es ist überaus selbstverständlich, daß bei eintretender Verschlechterung des Gases durch zu große Dampfmengen die Dampfzufuhr geregelt werden muß. Eine Hauptbedingung bei einem Generator ist, daß man in jedem Augenblicke genügend große Dampfmengen zur Verfügung hat, und diese Bedingung ist durch meine Verdampferanordnung erfüllt.

Im übrigen hat Hr. Prof. Schöttler einen wesentlichen Teil meiner Gasreinigung nicht genügend hervorgehoben, nämlich die Zerteilung des Wassers für die Reinigung und Kühlung des Gases in feinste Staubform mittels Luft oder Gas, wodurch u. a. die Abmessungen und das Gewicht des Reinigungsgefäßes sowie der benötigten Wassermengen auf das geringste Maß herabgedrückt werden.

Hochachtungsvoll

Emil Capitaine.

Zur Erfindungsgeschichte der Walschaerts-Heusinger-Steuerung.

Sehr geehrte Redaktion!

Anschließend an die interessanten Bemerkungen von Hrn. Duurloo in Z. 1905 S. 1916 möchte ich mitteilen, daß auf den Unterschied zwischen beiden Steuerungen und auf die Priorität Walschaerts' Prof. A. Fliegner in seinem Werke »Die Umsteuerungen mit dem einfachen Schieber in rein zeichnerischer Behandlungsweise« (Zürich 1900, Friedrich Schultheß) hinweist. Nach der Anordnung von Heusinger verschob sich der untere Teil der den Kreuzkopf mit der Schieberstange verbindenden Koppel in einer am Kreuzkopf drehbar angeordneten Hülse (eine Zeichnung dieser Anordnung findet sich u. a. in Zeuner, Die Schiebersteuerungen, 2. Aufl.), während Walschaerts zwischen Kreuzkopf und Koppel ein Gelenk einschaltete, wodurch die gleitende Reibung der Koppel in der Hülse vermieden wurde. Die eigentliche, 1849 erfundene Heusinger-Steuerung wurde nur ein einziges Mal im Winter 1850/51 ausgeführt. Um diese Ausführung handelt es sich im »Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik«, Bd. III S. 463, wo Heusinger, fest von seiner Priorität überzeugt, sagt:

»Der Heusinger von Waldeggsche Steuerungsmechanismus führt in Belgien den Namen »System Walschaert«, indem ein Hr. Walschaert sich auf denselben Patent genommen hat. Sehr tolerante Fachmänner genehmigen indessen »Heusinger-Walschaert«. Walschaert hatte bei Cockerill Gelegenheit, die in Rede befindliche Steuerung kennen zu lernen, indem die mit dieser Steuerung versehene, für die Lütticher Hafenbauten verwendete kleine Tendermaschine daselbst eine Zeitlang in Kesselreparatur befindlich war. Wir haben dem Gebahren des Hrn Walschaert etwas weiteres nicht hinzuzufügen.«

Erst durch den Briefwechsel mit Urban, Oberingenieur der Eisenbahn Grand Central Belge, erfuhr Heusinger den näheren Sachverhalt.

Ein Auszug aus dem von Hrn. Duurloo angeführten Artikel des »Bulletin de la Commission du Congrès des Chemins de fer«, Juni 1902, mit einer Konstruktionszeichnung der Walschaerts-Steuerung findet sich auch im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1903 Nr. 3.

Hochachtend

Berlin, den 25. November 1905. Emil Jung.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **achtundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

B. Loewenherz und **A. H. van der Hoop:** Wirbelstromverluste im Ankerkupfer elektrischer Maschinen.

C. Bach: Versuche über die Festigkeitseigenschaften von Flußeisenblechen bei gewöhnlicher und höherer Temperatur.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure kostet für Mitglieder im Postinland 2 *M*, im Postausland 2,50 *M*, für Nichtmitglieder 6 *M*, und ist von der Geschäftstelle, Berlin N.W. 7, Charlottenstr. 43, sowie durch Julius Springer, Berlin N. 24, Monbijouplatz 3, zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 52. | Sonnabend, den 30. Dezember 1905. | Band 49.

Inhalt:

Die Bogenbrücke über den Sambesi-Fluß bei den Victoriafällen in Rhodesia[1].

Von **G. Barkhausen.**

Eines der bedeutungsvollsten Bauwerke im Zuge der von Süden wie von Norden eifrig geförderten englischen Ueberlandbahn von Kapstadt nach Kairo ist die Ueberbrückung des Sambesi unmittelbar unterhalb der Victoriafälle in Rhodesia, etwa 2620 km von Kapstadt und 1525 km von dem Hafen Beira der Ostküste von Afrika entfernt.

I. Die Lage der Brücke.

Nach tunlichst gründlicher Untersuchung der Umgebung, wobei sich wiederholt erhebliche Fehler in den vorhandenen Vermessungen ergaben, wurde als Baustelle das scharf eingeschnittene Bett des Sambesi 640 m unterhalb der Victoriafälle gewählt. Die Flußbildung ist hier eine außergewöhnliche und geologisch nicht leicht zu erklären. Der Sambesi stürzt aus einem rund 2 km breiten Bette mit vielen Inseln in drei nebeneinander liegenden Fällen in einen fast ebenso breiten, aber nur etwa 200 m langen Schlund gegen eine Felsenmauer, Fig. 1, die nur von einem schmalen Auslaß durchbrochen wird, der dann die Gestalt einer tief eingeschnittenen, in auffallendem Maße zickzackförmig geknickten Schlucht annimmt. Diese ist an der für die Brücke gewählten Stelle 197 m zwischen den Felsrändern breit und über dem Wasser 122 m tief.

Die Bahnlinie, Fig. 1, mußte wegen der sonderbaren Gestalt des Flußbettes zum Zwecke rechtwinkliger Anlage der Brücke gleichfalls eine auffallend gekrümmte Gestaltung erhalten.

Die Bahn gehört der Rhodesia Railway Co. und ist mit 2180 km Länge bis Buluwayo fertig, wo die Verbindung mit der 1085 km langen Anschlußlinie der Beira and Mashonaland Railway Co. vom Hafen Beira an der Ostküste her bereits hergestellt ist. Die Baustelle liegt 440 km hinter Buluwayo. Ueber die Ausführung dieser Strecke und die Herstellung der Brücke wurde so verfügt, daß alle Brückenteile im April 1904 bereit liegen sollten; doch wurde der Bahnbau durch schwierige Erdarbeiten sechs Monate verzögert, so daß die Anfuhr statt im April erst im Oktober 1904 möglich wurde.

Fig. 1. Lageplan.
Maßstab 1 : 40000.

Die Linie folgt im großen ganzen dem alten Fahrwege von Buluwayo, dessen Fähre das breite Sambesibett oberhalb der Fälle übersetzt, Fig. 1.

Nach den vorläufigen Untersuchungen der Baustelle glaubte man es mit einem scharf eingeschnittenen, wahrscheinlich durch Erdbeben entstandenen Felsenrisse zu tun zu haben, der für die Stützung günstige Verhältnisse bot; sehr eingehende Untersuchungen wurden durch das dichte Strauchwerk, das Oberfläche und Hänge des Bettes bedeckte, ungemein erschwert. Bei der Bauausführung fand man jedoch, daß das Südufer bis in erhebliche Tiefe aus groben Felstrümmern besteht, und es wird angenommen, daß die Fälle sich vor Zeiten an der heutigen Baustelle befunden haben, bis das angenommene Erdbeben den großen Schlund und den heutigen Zustand des Ausflusses herstellte. Diese Verkennung der Sachlage hatte zur Folge, daß beim Bau wider Erwarten eine erhebliche Erweiterung der Gründungsarbeiten nötig wurde. Uebrigens handelt es sich um günstige, harte Massengesteine plutonischen Ursprunges.

[1]) Nach Engineering Bd. LXXX.

II. Der Brückenentwurf.

Der Entwurf des Bauwerkes wurde von J. B. Hobson in London, Mitglied der Firma Sir Douglas Fox & Partners, verfaßt; in zwei gesonderten Verträgen wurden Ausführung und Aufstellung der Cleveland Bridge and Engineering Co. in Darlington im Mai 1903 übertragen. Die Fertigstellung ist rechtzeitig und so erfolgt, daß die Bauteile mit der neuen Eisenbahn sofort an das Südufer gebracht werden konnten.

Der Entwurf sah von vornherein Aufstellung durch Vorkragung mittels Rückverankerung in die Felsen vor. Da hierbei aber zum Zwecke beiderseitigen Vorbauens die Hälfte der Teile auf das Nordufer zu schaffen war, so wurde eine Ueberbrückung der Stromschlucht mittels Seilbahn hergestellt, die später besonders beschrieben wird.

A) Hauptträger.

Die Hauptträger sind zwei mit 1 : 8 gegen die Lotrechte geneigte Bogenfachwerke mit je zwei Kämpfergelenken von 152,400 m Achsabstand der Gelenke und 32 m Höhe zwischen Gelenkachse und Mitte des Obergurtes. Bislang findet man in England vielfach das Streben nach Aufrechterhaltung statischer Bestimmtheit. Hier hat sich der Verfasser des Entwurfes entschlossen, vom Scheitelgelenk abzusehen; die teilweise anfechtbaren, in ihrem Ergebnis aber als richtig anzuerkennenden Gründe dafür werden wie folgt angegeben:

Mit dem Weglassen des Scheitelgelenkes soll Ersparung an Eisen verbunden sein;

die statisch unbestimmte Anordnung ist steifer, und die größere Steifigkeit verlängert die Lebensdauer der Brücke;

die Aufwendungen für den Schluß des von beiden Seiten vorgebauten steifen Bogenfachwerkes sollen geringer sein als die für den Mehraufwand des Dreigelenkbogens.

Versuchsentwürfe mit anders gestalteten Tragwerken zeigten schnell, daß die örtlichen Verhältnisse die gewählte Bogenform in engen Grenzen unabänderlich vorschrieben.

Gestalt und Hauptmaße des Tragwerkes gehen in Aufriß, Grundrissen und Querschnitt aus Fig. 2 bis 5 hervor.

Fig. 2 bis 4.
Maßstab 1 : 1500.

Fig. 5.
Maßstab 1 : 100.

Das Eigengewicht aller Flußeisen-(steel)Teile der Brücke beträgt rd. 1675 t und ist näherungsweise geschätzt in die Rechnung eingeführt. Uebrigens war zu berücksichtigen:

als Verkehrslast ein Zug von 4,67 t/m Durchschnittsgewicht in beliebiger Stellung auf jedem der beiden Gleise,

Wärmewechsel von ± 16° C gegen den mittleren Zustand, wie es scheint, aber nur mit gleichmäßiger Wirkung auf das ganze Bauwerk,

Winddruck von 146,5 kg/qm auf Bauwerk und Verkehrsband, oder von 220 kg/qm auf das Bauwerk allein. Die Flächen beider Tragwerke sind als voll getroffen eingeführt, auch ungleichmäßige Verteilung des Winddruckes ist in gewissem Maße berücksichtigt.

Die Berechnung der Spannkräfte erfolgte nach Maxwell und Greene[1]), doch teilt die Quelle Einzelheiten dieser Ermittlung nicht mit, obwohl sie von der Berechnung noch sagt: »the difficulties of calculating the stresses in the rigid structure were, of course, much greater, but by no means impossible«.

[1]) »Encyclopaedia Britannica«, Teil »Bridges« Bd. IV S. 319 bis 320: Trusses and Arches, von Greene; New York, Wiley & Sons.

Das Bogenfachwerk stützt sich beiderseits gegen die Felsen bezw. gegen in das Geröll eingelassene Betonklötze; die Endpfosten tragen oben zwei die Verbindung mit den Schluchträndern herstellende Schleppträger von 7 Feldern mit $26{,}67$ m Weite und 5 Feldern mit $16{,}002$ m Weite.

Für die Zusammensetzung waren die eigenartigen Verhältnisse der Aufstellung maßgebend. Die Verbindungen sind steif genietet; um gutes Passen zu sichern, sind möglichst große Teile, nämlich die acht Mittelfelder, dann das vierte, fünfte und sechste, ebenso das zweite und dritte, schließlich das letzte Feld jeder Binderhälfte im Werke ganz zusammengebaut. Da aber die vorläufigen Verbindungen der Glieder beim Vorkragen lediglich durch Dorne oder in Nietlöcher gesetzte Bolzen bekanntlich unsicher sind und zu sehr unerwünschten Fehlern Anlaß geben, die den Schluß in der Mitte erschweren, so sind die Hauptknoten außerdem mit 51 mm starken Gelenkbolzen ausgestattet, die für die fertige Brücke nicht als tragend angesehen, aber stark genug sind, um alle während der Aufstellung vorkommenden Kräfte aufzunehmen. Auch bei dem vorläufigen Zusammenbauen haben diese Bolzen gute Dienste geleistet, da sie die Teile sicher gegeneinander festlegten und so eine sehr genaue Herstellung der Nietlöcher ermöglichten. Diese Bolzen verbinden überall die Knotenbleche und die durch Bleche bis über die Knoten hinaus verlängerten Schrägen mit den lotrechten Stegen der Gurthälften (Fig. 7, 8 und 26); die Pfosten sind mit den Knotenblechen nur fest vernietet, Fig. 7, 13 und 23. Durch nachträgliche Vernietung der Knotenbleche auch mit den Gurtstegen und Schrägen sind die Bolzen außer Tätigkeit gesetzt.

Fig. 6. Gelenkbolzen.
Maßstab 1 : 15.

Fig. 7 und 8. Einzelheiten des Obergurtes.
Maßstab 1 : 50.

Diese Bolzen sind in Fig. 6 dargestellt; sie gehen durch beide Gurthälften in einem Stück und sperren die Gurthälften auf den richtigen Abstand mittels Scheiben, Mutter und übergeschobenen Rohrstückes. Da so lange Bolzen aber in die Löcher schwer einzubringen wären, so wird auf das Muttergewinde zunächst ein Kegeldorn mit Gewinde und Durchsteckloch zum Drehen aufgeschraubt, so daß der Bolzen eine schlanke Spitze erhält und nun leicht eingebracht werden kann. Ist alles an Ort und Stelle, so wird die Spitze abgeschraubt und dafür die schließende Mutter aufgesetzt.

Dieses Verfahren des Zusammensetzens mit Hülfsbolzen ist beachtenswert und dürfte sich für ähnliche Fälle zur Nachahmung empfehlen. Das Vorbauen an Ort und Stelle wurde durch diese Bolzenverbindung erheblich erleichtert, zumal ein Bolzen im ganzen nur $13{,}6$ kg wiegt, also bequem zu handhaben war.

Im übrigen waren die für die Wahl und Zusammensetzung der Querschnitte maßgebenden Gesichtspunkte im wesentlichen auch die uns geläufigen. Fig. 8 zeigt beispielsweise den Querschnitt des Obergurtes mit dem Gelenkbolzen; der Querschnitt des Bogengurtes, Fig. 9 und 13, unterscheidet sich davon nur durch die Größe, ebenso der aller Wandglieder. Durchgehende Querplatten sind nirgend verwendet, sondern fast überall durch ziemlich verwickelte Vergitterungen ersetzt. So sind alle unzugänglichen Hohlräume und Glieder vermieden.

Alle Glieder sind][-förmig mit weitem Zwischenraum aus starken Stegplatten und Winkeleisen gebildet, bis auf untergeordnete Teile der Wind- und Querverbände, in denen auch]- und ⊥-Eisen vorkommen.

Das Regenwasser und die in jenen Gegenden sehr bedeutungsvolle niedergeschlagene Feuchtigkeit der Luft können frei abtropfen und bei überall freiem Luftzutritt leicht verdunsten.

Die Gitter der beiden offenen Querschnittseiten sind in den Bogen, Pfosten und Schrägen so ausgebildet, daß sie bequeme Steigleitern für den Maler bilden.

Fig. 9. Querschnitt des Bogengurtes.
Maßstab 1 : 50.

Die Druckflächen in den stumpfen Stößen der Bogenteile sind sorgfältig nach dem Knotenwinkel gehobelt und dicht aufeinander gepaßt; trotzdem sind alle Laschen und Nietzahlen für den Ersatz des vollen Querschnittes festgesetzt.

Fig. 9 zeigt den Querschnitt des zwischen den Knoten geraden, in allen Knoten geknickten und gelaschten Bogengurtes von rd. 92 cm Höhe.

B) Die Fahrbahn.

Die Fahrbahn, Fig. 5, 10 bis 12, zeigt eine Anordnung englischen Ursprunges, die bei englischen Bauwerken häufig ist, sonst aber kaum verwendet wird; ihr Zweck ist Verhütung oder doch Abschwächung der Folgen von Entgleisungen. Die Stützung der Schienen erfolgt durch besonders harte und wetterbeständige Langschwellen, die in kastenförmige Längsträger ohne Boden eingebettet sind. Die Tröge bestehen aus je zwei ⊏-Eisen mit innen angenieteten Winkeln, Fig. 12; auf letzteren ruhen Langschwellen aus Karri-Holz von $30{,}5 \times 15{,}2$ cm, die in den 33 cm weiten Trog mit beiderseits $1{,}5$ cm breiter Asphaltfuge möglichst wasserdicht eingesetzt sind. Oben haben sie in kurzen Abständen Quernuten, in denen das Wasser quer unter den Schienen durch nach Entwässerungslöchern im Stege der inneren ⊏-Eisen-Wange läuft. Die Neigung 1 : 20 ist dem Holz angeschnitten, so daß die Entwässerung von selbst nach innen geht und die Schienen voll auf der Schwelle stehen. Die oberen Klemmplatten zum Befestigen der Schiene auf der Schwelle und die unteren zum Befestigen der Schwelle an den Innenwinkeln der Tröge werden zusammen mittels durchgehender Bolzen angeklemmt.

Zwischen den Schienen tragen die Trogwinkel volle Blechplatten zur gefahrlosen Aufnahme von Funken und heißer Asche. Neben und zwischen den Gleisen liegt ein $7{,}5$ mm starker Bohlenbelag auf T-Eisen bündig mit der Oberkante der Schienentröge; die T-Eisen sind in halber Höhe an die Befestigungswinkel der Tröge genietet; s. Fig. 5 und 10. Die Pitch pine-Bohlen sind mit Teeröl getränkt und mit Teer gestrichen, der noch eine dünne Kieslage aufnimmt.

Die Schwellentröge ruhen unmittelbar auf den Querträgern, mit denen sie durch Winkelbügel verbunden sind. Da die Hauptträger die Längenänderungen durch Wärmewechsel nur in beschränktem Maße mitmachen, größtenteils aber in Wärmespannung umsetzen, so sind in der Fahrbahn einige längsverschiebliche Stöße vorgesehen.

Die Querträger sind gewöhnliche Blechträger und ruhen unmittelbar oben auf dem Obergurte. Diese einfache und bequeme Anordnung war möglich, weil beliebig viel Höhe zur Verfügung stand. Da die Hauptträger unter 1 : 8 geneigt sind, so ist der Untergurt aller Querträger an beiden Enden nach 1 : 8 aufgeschrägt, so daß die Querträger alle gleich sind und sich dem Bauwerk einfach einfügen.

Fig. 10 und 11.

Maßstab 1 : 50.

Für den oberen Verband ist unter jedem zweiten Querträger in den Hauptknoten ein Pfosten gelegt, und jedes Feld hat zwei gekreuzte Schrägen; alle diese Teile bestehen aus je vier Winkeln mit Gitterwand. In der Schrägenkreuzung ist immer die eine Schräge ganz durchschnitten und oben und unten mit einem großen Bleche gelascht.

Für den unteren Windverband sind die zwischen die Bogenknoten gesetzten Pfosten und die gekreuzten Schrägen ausgebildet wie oben, jedoch sind noch kleine Zwischenschrägen von den Feldmitten des Bogens nach den Vierteln der Schrägenlängen geführt, um die Schrägen gegen Zerknicken auszusteifen bezw. ihre Knicklänge zu verkürzen, Fig. 4.

Der Querverband ist zwischen den Hauptträgerpfosten und den Pfosten des oberen und unteren Windverbandes, und zwar je nach der Pfostenhöhe in einem bis drei Feldern übereinander angebracht, Fig. 3.

Fig. 3 und 14 zeigen den Querverband des Endpfostens, der den wagerechten Lagerdruck des oberen Windverbandes nach unten übertragen muß und im obersten Felde zugleich zur Lagerung der beiden Schleppträger der

Fig. 12.

Auflagerung der Schienen auf der Brücke

Maßstab 1 : 10.

Fig. 13.

Maßstab 1 : 100.

Teile der Wind- oder Querverbände bilden die Querträger nicht; vielmehr liegt unter jedem auf einen Hauptknoten treffenden Querträger noch ein besonderer Pfosten des oberen Windverbandes, Fig. 5. Diese Anordnung erfordert zwar viel Eisen, hat aber den Vorteil, daß das Haupttragwerk in einfacher Weise ganz unabhängig von der Einfügung der Querträger aufgestellt werden konnte.

Zwischen Querträger und Obergurt sind nur wagerechte, am Querträger nach der Neigung 1:8 abgeknickte Platten eingelegt, sonst beruht die Verbindung lediglich in Aufnietung; am Umkippen unter Längskräften werden die Querträger nur durch diese Aufnietung und durch das fachwerkartig ausgebildete Geländer verhindert.

Die erhebliche Endhöhe der Querträger ergibt eine sehr wirksame und sichere Geländerbefestigung.

Wie Fig. 13 zeigt, liegen die Querträger nicht nur in den Knoten, sondern auch in den Feldmitten in 3810 mm Teilung. Diese Anordnung, die eine sehr beträchtliche Verstärkung des bei Bogenfachwerken dieser Art sonst nur schwachen Obergurtes auf Biegung bedingt, ist gewählt, um die Fahrbahnlängsträger so kurz zu halten, daß die für alle kleineren Brücken der Bahn gleichmäßig durchgeführte Art und Bemessung der Fahrbahn auch hier unverändert beibehalten werden konnte.

Die Auffüllung der Schienentröge mit Kies zur Abschwächung der Wärmewirkung wird erwogen.

Die ziemlich großmaschigen Felder des Geländers sind mit Streckmetall als Netzwerk ausgefüllt, wodurch der Schutz erheblich wirksamer, das Bild der Brücke aber nicht schwerer wird.

C) Wind- und Querverbände.

Ober- und Bogengurt haben je einen vollständigen Windverband erhalten, die in Fig. 4 beide dargestellt sind.

Fig. 14.
Maßstab 1 : 100.

mehr in der Bogenachse und eine ungünstig beanspruchte Bogenverlängerung erhält.

Hier ist es gelungen, die Bolzenmitte genau in den Kämpferpunkt zu bringen, indem man mittels eines sehr kleinen Schalenstückes mit einer wagerechten und einer zur Bogenlinie rechtwinkligen Ebene zwei I-förmige Druckstücke aus Schmiedestahl auf den Bolzen gesetzt hat. Diese sind im Stege so lang gemacht, daß Bogen- und Endpfostenachse am äußeren Ende weit genug voneinander entfernt sind, um beide Teile nebeneinander unterbringen zu können; zugleich überführen diese Druckstücke die Neigung 1:8 wieder in die lotrechte Ebene, Fig. 15 bis 17. Diese Druckstücke sind durch Winkelrahmen mit Blechwänden zwischen den Stegen und auf der Außenseite der Flansche durch eine große, geknickte Platte verbunden, so daß eine große, völlig freie Aufstandfläche für jedes der beiden Glieder entsteht.

Im übrigen ist für die Zusammensetzung der Lager wieder der Gesichtspunkt maßgebend gewesen, schwere Stücke zu vermeiden. Der Aufbau ist daher folgender. Auf der in Eisenbeton hergestellten Druckfläche liegt zunächst eine große Blechplatte, die unten mit der Druckfläche wagerecht abgeknickt ist, um das Abrutschen bei der Aufstellung zu verhindern, Fig. 17. Die Druckfläche ist so bemessen, daß der größte Lagerdruck von 1625 t eine Pressung von 22 kg/qcm auf den Beton erzeugt. Als druckverteilende Glieder liegen sieben starke I-Träger auf dieser Platte, die mit ihr vernietet sind, und zwischen denen das Wasser nach unten frei abläuft. Die sieben Träger tragen eine aufgenietete Deckplatte, die oben und unten durch eine aufgenietete Randplatte verstärkt ist. Durch diese Randplatten gehen in den äußersten Trägerzwischenräumen vier starke Ankerschrauben, die den ganzen Grundkörper auf den Beton pressen. Zwischen den Randplatten steht auf diesem Grundkörper ein in sechs Rippen aus ⊓-Eisen, L-Eisen und Stegblechen gebildeter dreieckiger Bock, Fig. 18 und 19, in dessen Spitze die Stege der kreisförmig gebogenen ⊓-Eisen einen Hohlzylinder zur Aufnahme der unteren Bolzenschale bilden, in die sich der 305 mm starke, 75 mm weit ausgebohrte Gelenkbolzen aus

Seitenöffnung dient. Fig. 5 stellt die Querverbände des sechsten Feldes dar.

An die durch Wind- und Querverbände festgelegten Knoten der Hauptträger schließt nach Fig. 2 noch ein wagerechter Längsverband an, der bestimmt ist, die Knicklänge der langen Endpfosten in der Ebene der Hauptträger auf rd. ein Drittel der größten Länge zu kürzen; zugleich werden dadurch die langen Endschrägen unterstützt. Die Punkte, wo die Hauptschrägen die wagerechte Aussteifung kreuzen, sind noch durch Hülfsschrägen gegen den nächsten Pfosten des unteren Windverbandes abgesteift.

D) Die Lager.

Einen besonders glücklich gelösten Teil des ganzen Bauwerkes bilden die Kämpfergelenke, Fig. 2 und 15 bis 19. Bekanntlich erwächst bei Bogenfachwerken in der Regel die Schwierigkeit, daß man den Endpfosten nicht unterbringen kann, wenn man das Kämpfergelenk in den theoretischen Kämpfer, den Schnittpunkt der Bogenachse mit der Mittellinie des Endpfostens, legen will. Aus diesem Grunde verlängert man meist den Bogen über den theoretischen Kämpfer hinaus, um so Platz für die Gelenkbildung zu gewinnen, wodurch man aber eine unerwünschte Verwicklung des Bauwerknetzes, an jedem Ende einen Knick

Fig. 15 und 16.
Maßstab 1 : 50.

Schmiedestahl legt. Jede der sechs Rippen steht mitten über dem Zwischenraume zweier Träger des Grundkörpers. Auf den Bolzen setzt sich das die oben erörterten Druckstücke tragende Schalenstück, Fig. 15 und 16. Die Schalen sind in der Mitte vertieft, und der Bolzen hat dementsprechend einen vorspringenden Wulst, um Seitenverschiebungen zu verhüten; außerdem sind vor seinen Enden mittels eines durch die Bohrung laufenden Rundeisens mit Gewinde zwei Bundplatten befestigt, die um die Schalen greifen. Die Belastung des Bolzens im Durchmesserrechteck beträgt 394 kg/qcm.

Fig. 17.

Der dreieckige Schalenbock kann auf dem Grundkörper zum Zwecke genauer Einstellung in der Richtung der Kämpferfläche und quer zur Brückenachse verschoben werden; die recht erwünschte dritte feine Einstellung in der Richtung der Bogenachse fehlt aber, in dieser Beziehung muß also die Aufstellung von vornherein genau sein. Ein solcher Fehler ist jedoch beim Vorbauen von beiden Seiten auch durch entsprechende Bemessung des Scheitelschlußstückes auszugleichen.

Fig. 18 und 19.
Maßstab 1 : 50.

Der nach der Nietung oben und unten abgehobelte Grundkörper wurde auf Keilen genau ausgerichtet und dann mit Zementbrei unterfüllt. Zum Einbringen des dünnen Breies waren vierzehn Bohrungen mit eingesetzten Rohren vorgesehen.

Alle Druckflächen sind gehobelt oder abgedreht, so die Unterfläche des Dreieckbockes, die obere Zylinderfläche dieses Bockes, die untere Bolzenschale innen und außen, der Bolzen, die obere Bolzenschale innen und außen, die Druckstücke und die Oberfläche der großen Verbindungsplatte auf den Druckstücken. Es ist also viel Arbeit an dem Lager, dessen Wirkung entsprechend sicher und wohl durchdacht ist.

Der Dreiecksbock ist mit schlanken, gehobelten Doppelkeilen zwischen den Randplatten des Grundkörpers ein- und festgestellt.

Die später unzugänglichen Hohlräume zwischen den Stegen der beiden oberen Druckstücke, deren Querverbindungen und der großen Kopfplatte wurden zur Verhütung des Rostens nachträglich voll Zement gepreßt, zu welchem Zwecke Löcher in den Stegen der Druckstücke ausgespart waren.

III. Die Schleppträger.

Die Schleppträger stehen lotrecht in 6096 mm Abstand, Fig. 14; sie haben ähnliche Querschnittsbildung wie der Bogen, nur bestehen die Schrägen aus Bändern. Das Lager im Endpfosten des Bogens ist ein festes Kipplager, am Außenende steht ein verschiebliches Kipplager. Die ganzen Längenänderungen kommen also an den äußersten Enden zum Austrage, in den Lagern an den Endpfosten des Bogens kommen aber Winkeländerungen vor. Deshalb sind hier zwei Querträger dicht nebeneinander, einer auf das Ende des Obergurtes des Lagers, einer auf das Ende des Schleppträgers gelegt, zwischen denen die Längsträger unterbrochen sind. Der über dem Zwischenraume liegende Schienenstoß macht die kleinen Verschiebungen und Verbiegungen frei, die aus dem Verkanten des Schleppträgers gegen den Bogen folgen. Ueber den äußersten Endlagern befinden sich Schienenauszüge.

IV. Die Ausführung.

Für die Ausführung war die Anlage der vorläufigen Kabelbahn von größter Bedeutung; deshalb soll diese zunächst unter Angabe der gemachten Erfahrungen beschrieben werden.

A) Die Kabelförderbahn.

Es war nicht allein nötig, alle für den Kragbau der Nordhälfte erforderlichen Geräte und Brückenteile von Süden her über die Schlucht zu bringen, sondern es bestand auch die Notwendigkeit, den bereits vergebenen Bau der nächsten im Norden anschließenden Strecke von 400 km schon während der Errichtung der Brücke zu fördern, um bei Eröffnung der Brücke auch sofort den Verkehr zwischen dem Minengebiete Broken Hill einerseits und Beira und Kapstadt anderseits aufnehmen zu können. Ein beträchtlicher Teil der Geräte und Bauteile dieser Strecke mußte von Süden über den Sambesi herangeschafft werden, und auch diese Aufgabe fiel der Kabelbahn zu. Deshalb wurde beschlossen, die Kabelbahn für 10 t Nutzlast einzurichten und sie seitens der Bahngesellschaft in besonderm Vertrage zu vergeben; in der Tat sind über 1000 t an Bahnteilen über das Kabel befördert.

Aus mehreren eingeforderten Entwürfen wurde der von R. A. Poole in Westminster, London, nach Bauart Brother als der geeignetste ausgewählt[1]). Dieser sieht auf dem nördlichen, dem Anlaufufer, ein festes Eisengerüst von 11 m Höhe, auf dem südlichen, dem Ablaufufer, ein gelenkig gelagertes Zweibein von 24,3 m Länge vor. Zwischen beiden ist das aus 6 Litzen von je 19 Stahldrähten von 3,2 mm Dmr. gedrehte Kabel gespannt, mit 69 mm Dmr., 265 m Länge, über 5 t Gewicht und 280 t Bruchlast. Die Kabelenden sind in Gelenkstücken befestigt, die mit Zapfen in den Köpfen des Turmes und des Zweibeines hängen. Der Turm hat eine feste Rückverankerung, an dem rückwärts geneigten Zweibeine hängt ein schweres Gegengewicht. Die Neigung des Zweibeines ist so gewählt, daß es in der Mitte des Winkels zwischen der Lotrechten und der Endberührenden des unbelasteten Kabels steht.

Wird nun eine Last von Süden auf das Kabel gebracht und gegen die Mitte vorgerollt, so wird das Gegengewicht mittels des wachsenden Seilzuges angehoben, eine Arbeit, die der Beförderung der Last auf der zweiten Kabelhälfte zugute kommt, so daß diese erleichtert wird.

Für die Beförderung diente eine elektrisch betriebene Katze von 5 t Gewicht; der Strom wurde einer doppelt ausgestatteten Kraftanlage entnommen, die zugleich den Strom für Hebezwecke, Nietung und Beleuchtung lieferte. Die eine Ausstattung hat die Brückenunternehmung, die andre die Bahngesellschaft bezahlt, da beide gleichen Vorteil von dem Fördermittel hatten. Der gußeiserne Rahmen der Katze

[1]) Ausführliches s. Engineering Band LXXVII S. 573.

hängt in unveränderlicher Höhe an zwei gußeisernen Rädern, die mit gußeisernen, halbkreisförmig genuteten Kränzen auf dem Kabel laufen. Die Kränze sind mit versenkten Schrauben auf die Felgen gebolzt. Der Rahmen trägt einen elektrischen Antrieb, den Führersitz und zwei Trommeln für das Hebeseil. Die Triebmaschine wirkt entweder durch Zahnradübersetzung auf Zahnkränze an den Laufrädern ein, um die Fortbewegung zu bewirken, oder nach Verstellung auf eine der beiden Hebetrommeln oder auf beide zugleich; die letztere Uebersetzung erfolgt durch Schnecke und Rad, eine Anordnung, die trotz starker Verluste durch Reibung und Abnutzung der Raumersparnis wegen gewählt worden war, aber sehr sorgsame Bedienung und Schmierung verlangte. Der Strom wird mittels Gleitbügels durch einen am Tragkabel entlang laufenden Kupferdraht zugeführt; für die Rückleitung ist das andre Ende der Wicklung des Antriebes an den Katzenrahmen, also an das Tragkabel angeschlossen.

Die Uebertragung auf die Triebräder vollzog sich anfangs durch Reibung, was ungenügend war. Man setzte daher bald Zahnräder ein, anfangs der Zeitersparnis wegen gußeiserne, zugleich wurden aber stählerne für spätere Einwechslung bestellt.

Die Aufstellung der Kabelbahn ging in folgender Weise vor sich. Während man die Betongründung für Turm und Zweibein herstellte, wurde mittels Rakete eine Schnur über die Schlucht geschossen, mittels dieser ein Draht hinübergezogen und damit ein für 182 m Schluchtweite bemessenes schwaches Seil für eine leichte vorläufige Katze mit Zugseil. Nebst den nötigen Geräten wurden nun die Teile des Nordturmes und schließlich das eine Ende des endgültigen Tragkabels hinüber befördert.

Wesentliche Betriebsunfälle sind nicht vorgekommen. Die sehr nasse Luft hatte einmal Ausbrennen des Katzenantriebes zur Folge, doch war für Ersatz gesorgt. Gegen Ende des Bauvorganges fand man, daß im Tragkabel 30 Drähte, oder 13 vH des Querschnittes, gerissen waren. Deshalb wurden die für den Bahnbau zu befördernden Lasten vermindert, auch wurde sogleich ein Ersatzseil bestellt, das aber nicht mehr eingebaut ist. Da sich sehr bald die große Bedeutung der Kabelbahn für den Fortschritt des Baues und die Ersparung an Mitteln bestätigte, so wurde zur Sicherung eine zweite Katze beschafft, deren Kosten von 8000 ℳ gegenüber den Folgen einer Betriebstörung keine Rolle spielten. Bei der Ausbildung der zweiten Katze wurden die an der ersten gemachten Erfahrungen benutzt. Der Rahmen wurde durch Verwendung von Schmiedestahl erleichtert; statt des Schneckenantriebes der Hebetrommeln wurden Zahnräder verwendet. Die gußeisernen, mit Schrauben aufgebolzten Reifen der Triebräder sollten vermöge ihrer Weichheit die Abnutzung zur Schonung des Kabels allein auf sich nehmen; sie liefen aber so schnell aus, daß sie alle drei Wochen erneuert werden mußten, und da die versenkten Köpfe der Schrauben mit verquetscht wurden, so ging damit immer viel Zeit verloren. Deshalb sind härtere und dickere Reifen verwendet, die sich zwischen scheibenförmige Ansätze der Felgen schieben und von einer Seite mit seitlichen Stiftschrauben befestigt werden. Die andre Seite des Rades trägt den Zahnkranz, Fig. 20. Befördert wurde die Ausschleißung durch das Laufen auf den Drähten des gewundenen Seiles; besser wäre ein außen glattes, »verschlossenes« Seil gewesen, aber das war in den erforderlichen Maßen schwer zu erhalten, vor allem aber auch nicht an Ort und Stelle zu fördern. Die Reifenauswechslung hat recht erhebliche Kosten verursacht.

Fig. 20.
Maßstab 1 : 5.

B) Die Errichtung der Brücke.

Im März 1903 wurde mit der Herstellung der Betonkörper aus 3 Teilen Steinschlag, 2 Teilen Sand und 1 Teil Zement begonnen, nachdem die Bahngesellschaft die erforderlichen Erdarbeiten erledigt hatte. Hierbei mußten die Betonkörper gegen den Plan nicht unbeträchtlich verstärkt werden, weil man grobe Felsblöcke statt festen Felsens vorfand. Die Verstärkung über den Plan hinaus wurde in Beton mit einer starken Lage alter Eisenbahnschienen nahe über dem Untergrunde hergestellt. Die planmäßigen Betonkörper enthalten drei einander überkreuzende Lagen von 19 mm dicken Rundeisen und unmittelbar unter der Oberfläche eine Lage von 152 mm hohen I-Trägern rechtwinklig zu den unteren Trägern der Lagergrundkörper. Für die vier großen Ankerbolzen von 75 mm Dmr., Fig. 17, welche mit großen Scheiben und starken Köpfen in den Betonkörper etwa 1,5 m tief eingebettet sind, wurden vier Rohre von 114 mm Weite eingesetzt, so daß die Bolzen zur Berichtigung kleiner Fehler etwas pendeln konnten. Nach endgültiger Feststellung ihrer Lage wurden diese Rohre um die Bolzen herum mit Zementbrei dicht gefüllt. Nach ihrer Fertigstellung im Oktober 1903 wurde den Betonkörpern zum Erhärten eine Zeit von sechs Wochen gelassen, ehe sie Last erhielten.

Fig. 21 bis 23.

Die Aufstellung des Eisenwerkes begann mit den Schleppträgern, deren Lager in Felseinschnitten stehen. Die Endpfosten wurden rückwärts im Felsen verankert, die beweglichen Lager vorläufig festgestellt, vom Felsen eine den ersten Knoten stützende Holzrüstung vorgekragt und nun die einzelnen Felder vorgebaut. Die Querträger wurden stets sofort aufgebracht, um sie für die Stützung und Verankerung der Baukrane mit zwei 9,1 m ausladenden Auslegern zu benutzen, die beinahe um 180° schwingen konnten und 10 t trugen. Die Stöße im Obergurte sind in den Schleppträgern wie im Bogen gegen die Knoten etwas nach der Brückenmitte hin verschoben, so daß der vorderste Querträger nach Einbau einer Obergurtlänge sofort aufgebracht werden konnte und der Kranwagen stets Stützung auf dem äußersten freien Ende fand. Nun wurden die Kämpferlager gelegt und zugleich die äußeren Enden der Schleppträger mit Holzrüstung dicht außerhalb des Endpfostens des Lagers abgestützt; sie dienten in diesem Zustande zum Aufbau der großen Endpfosten und wurden nach deren Errichtung in der planmäßigen Weise auf ihnen gelagert. Nun konnten die Rückankerungen und Rüstungen der Schleppträger beseitigt werden.

Alsdann folgte die obere Rückverankerung der Endpfosten nach dem Entwurfe des Bauleiters G. Imbault

Im Endknoten des Obergurtes war in den verstärkten Stegen und Knotenblechen ein Loch für einen durchgehenden Bolzen von 178 mm Dmr. vorgesehen, der außerhalb der beiden Gurtwände nach Fig. 21 bis 23 noch durch zwei Hülfsbleche gestützt wurde; letztere sind nachträglich beseitigt worden. Auf diesen Bolzen wurden Rundeisenbügel mit einem durch Muttern zu verstellenden Querhaupte gehängt, Fig. 24, und in jedem solchen Querhaupte wurde in der üblichen Weise kegelförmig das Ende eines 25 mm starken Stahldrahtseiles von 15750 kg/qcm Zugfestigkeit der Drähte befestigt. Nach Fig. 25 läuft dieses Seil über den Schleppträger auf das Felsenufer hinaus in einen schrägen, 9,1 m tiefen Schacht, durch einen 9,1 m langen Quertunnel nach einem zweiten solchen Schacht und durch diesen hinauf über den andern Schleppträger nach der Verankerung des zweiten Hauptträgers. Das so entstehende Schlingenbündel umfaßt also einen kräftigen Felskörper, der auch noch mit 400 t Eisenbahnschienen belastet wurde. Die Zahl der Seile dieses Bündels ist nicht angegeben.

Fig. 24.
Maßstab 1 : 50.

Fig. 25.
Maßstab 1 : 1270.

Diese Art der Verankerung macht die Gefahr eines Bruches gering, und es war leicht, mittels der Schraubenmuttern die Einstellung der Hälften nach Seiten- und Höhenabweichung zu bewirken. Nun wurde Feld für Feld vorgebaut, wobei die vorläufigen Gelenkverbindungen der Knoten, Fig. 6 bis 8, 13 und 26, ganz besonders wirksame Dienste leisteten. Da die Schrägen in Blechform bis über den theoretischen Knotenpunkt verlängert sind, somit den Gelenkbolzen fassen, Fig. 7, 8, 13 und 26, so konnte man zuerst immer

Fig. 26.
Maßstab 1 : 50.

die Schräge und den Untergurt eines Feldes mittels des oben laufenden Baukranes durch Einstecken eines Gelenkbolzens vorbauen; da die Pfosten nicht um die Bolzen greifen, so wurde dann der nächste Pfosten mit dem nächsten Obergurte aufgesetzt und verdornt; hierauf folgte die Einfügung des oberen Bolzens unter gleichzeitiger Einhängung der nächsten Schräge. Die Nietung folgte dieser Zusammensetzung baldigst, da die Art und Weise des Schlusses in der Mitte den Verzicht auf nachträgliche kleine Berichtigungen der Knoten möglich machte. Auch für diese Zusammensetzung war die Lage der Stöße des Obergurtes dicht vor den Knoten nach der Bauwerksmitte hin, Fig. 7 und 8, günstig.

Der bei solcher Art der Aufstellung mittels Vorkragens besonders wichtige Schluß in der Mitte war folgendermaßen geregelt. Beim Vorbau der Schrägen und Bogengurte der beiden Mittelfelder ließ man die Bogengurte im Mittelknoten, der keinen Hülfsgelenkbolzen hat, unbekümmert um kleine Fehler stumpf voreinander treten und beseitigte dann jeden kleinen Zwischenraum durch Einstellen mittels der Endverankerung, legte alle Laschen auf und verdornte sie. Man erhielt so einen Dreigelenkbogen, in dem die beiden Mittelstücke des Obergurtes und der Mittelpfosten fehlten, und dessen Spannkräfte nicht die gewollten waren, weil die Spannkraft in den Mittelgliedern des Obergurtes aus Eigengewicht so gleich null wurde.

Nun wurde der Mittelpfosten mit den beiden Mittelgliedern des Obergurtes eingesetzt, deren Stoß rechts vom Mittelpfosten liegt. Die Wände dieser Obergurtglieder waren aber mit den Winkeln um etwa 19 cm zu kurz geschnitten, so daß zwischen ihren Laschen eine Lücke blieb und sie jedenfalls bequem voreinander zu bringen waren. Die Laschen waren gelocht geliefert, der Obergurt war aber nur an einer Seite des Stoßes gelocht, an der andern fehlten die Löcher.

Zu beiden Seiten des Stoßes waren nach Fig. 27 und 28 kräftige Querhäupter zwischen die beiden Gurthälften eingenietet, zwischen welche nun je eine starke Wasserpresse eingesetzt wurde.

Fig. 27 und 28.
Maßstab 1 : 50.

Mit diesen Pressen übte man diejenige Kraft aus, welche nach Maßgabe des augenblicklichen Wärmezustandes der Spannkraft in der Mitte des Obergurtes im statisch unbestimmten Bauwerk aus dem bis dahin vorhandenen Eigengewicht entsprach. Diese war durch Rechnung ermittelt: bei $+49^{\circ}$ C zu 48 t, bei -18° C zu 304 t, bei andern Wärmegraden mit den hiernach geradlinig einzurechnenden Werten. So war das Bauwerk in den der Berechnung entsprechenden Zustand gebracht. Nun wurde die Lücke in den Obergurtwänden gemessen, durch genau eingehobelte Paßstücke gefüllt, Fig. 27 und 28, hierauf die Nietlochung an der zweiten Stoßseite nach Maßgabe der vorhandenen Laschenlochung gebohrt und die Nietung ausgeführt. Dann wurden erst die Pressen aus dem Obergurt, schließlich die Rückverankerungen beseitigt.

Die Kämpferlager waren am 20. Oktober 1904 fertig verlegt, die Endpfosten wurden am 21. Oktober errichtet, der Schluß erfolgte am 1. April 1905. Die Aufstellung ist also in Anbetracht der sehr schwierigen Verhältnisse als eine sehr rasche zu bezeichnen, zumal mehrere Male auf nicht rechtzeitig eingetroffene Teile gewartet werden mußte. Wesentlich haben zu dem Erfolg die weise Voraussicht aller besondern Umstände beim Entwerfen und die sehr genaue Arbeit der Cleveland-Werke beigetragen, die die Entstehung wesentlicher Aufstellungsfehler ausschloß. Auch Lieferung und

Versendung erfolgten mit großer Pünktlichkeit; die erwähnten kleinen Unterbrechungen sind auf Rechnung des außergewöhnlich langen und schwierigen Weges zu schreiben.

Das unter ungewöhnlich schwierigen Verhältnissen ausgeführte Bauwerk ist nach Entwurf, Herstellung und befriedigender Wirkung als höchst gelungen zu bezeichnen und bietet allen Anlaß, die englischen Fachgenossen zu seiner Vollendung zu beglückwünschen.

Die Weltausstellung in St. Louis 1904.

Das Eisenbahnverkehrswesen.

Von **Fr. Gutbrod**, Regierungsbaumeister.

(Schluß von S. 2054)

Eine ganz andere Frage ist die Leistungsfähigkeit, d. h. die Ausnutzbarkeit der verschiedenen Kesselbauarten, ohne Rücksicht auf den Wirkungsgrad. Da nach den Versuchen von Prof. Goß die Verdampfung mit zunehmender Verbrennung abnimmt, so steigert sich mit der Beanspruchung des Kessels die auf dem Rost stündlich zu verbrennende Kohlenmenge in rascherem Verhältnis. Die Größe der Rostfläche gibt somit in erster Linie ein Maß für die Grenze der Leistungsfähigkeit der Lokomotive an. Große Kesselheizflächen verlangen deshalb von vornherein große Rostflächen, um die für die Erzeugung des Dampfes geforderte Verbrennung überhaupt liefern zu können. Je größer die Verbrennung, desto größer ist die nach der Rauchkammer durchgerissene Lösche, desto schlechter wird die mit steigernder Verbrennung wachsende Temperatur der Heizgase ausgenutzt. Bei kleinen Rostflächen tritt hierzu gar bald ungenügende Verbrennung der Kohle wegen mangelnder Luftzufuhr. Bei großen Rostflächen anderseits macht sich eine Herabminderung der Leistungsfähigkeit in sehr unliebsamer Weise dadurch geltend, daß der Heizer bei gesteigerter Verbrennung die Gewalt über die Regelung des Feuers verliert, so daß bei ungleichmäßiger Schichtung des Feuers nicht selten große Mengen kalter Luft in die Feuerbüchse strömen, die die Verbrennungstemperatur ganz wesentlich herabziehen.

Die von dem Sonderausschuß ausgeführten Versuchsfahrten ergaben in dieser Hinsicht kein abschließendes Bild, so daß die so wichtige Frage, ob und inwiefern das Verhältnis der unmittelbaren zur mittelbaren Heizfläche für die Leistungsfähigkeit des Kessels maßgebend ist, noch nicht entschieden ist. Es ist bekannt, daß Kessel, deren Feuerkisten vollständig abgedeckt waren, genügend Dampf gemacht haben, um die Lokomotive zu betreiben. Trotzdem muß es für das genannte Verhältnis einen bestimmten Wert geben, für den die Leistungsfähigkeit des Kessels am größten wird.

Für die Ueberführung der in den Heizgasen bei der Verbrennung enthaltenen Wärme durch das Metall hindurch in das zu verdampfende Wasser ist aber außer der genügenden Abführung der Heizgase ein genügender Umlauf des Wassers auf der andern Seite der Heizfläche erforderlich. Mit der Steigerung der Temperatur muß der Umlauf des Wassers Schritt halten. Wird dieser Forderung nicht Genüge geleistet, so wird nicht nur die gewünschte Steigerung der Verdampfung nicht erreicht, sondern auch die Lebensdauer des Kessels herabgemindert. Diesem Bedürfnis haben die amerikanischen Lokomotivbauer in jüngster Zeit besondere Beachtung geschenkt und namentlich bei großen Kesseln mit breiten Rostflächen wesentlich breitere Wasserräume zwischen den Seitenwänden der Feuerbüchse gegeben, als noch vor wenigen Jahren üblich war. Während auf unserm Festlande lichte Abstände der Feuerbüchsseitenwände von 65 bis 75 mm die Regel bilden, zeigen die Ausstellungslokomotiven für diesen Abstand am Bodenring 125 bis 135 mm und dicht unterhalb der Feuerkistendecke 165 bis 175 mm. Aus demselben Grunde ist, wie oben erwähnt, der Abstand der Heizröhren voneinander von 16 mm auf 22,2 mm erhöht worden.

Weitere Verbesserungen ergab die Verwendung eines Feuerschirmes, der zwar schon früher in den Vereinigten Staaten bekannt war, aber erst seit mehreren Jahren in größerem Umfang eingeführt ist. Veranlassung gab auch hierzu das Aufkommen der breiten Feuerbüchse insofern, als sie, weil auf dem Rahmen sitzend, nur geringe Tiefe haben kann, so daß bei dem kleinen Abstand zwischen Heizröhren und Rostfläche die untersten Heizröhrenreihen der Stichflamme und dem Durchströmen von kalter Luft bei ungenügender Bedeckung der Rostfläche allzusehr ausgesetzt waren und zu häufigem Rohrlaufen Veranlassung gaben.

Fig. 545.
Rauchkammer mit Lenkplatte.

Die Feuerschirme bestehen wie bei uns aus Schamottesteinen und werden in der Regel durch vier von der Feuertürwand nach der hinteren Rohrwand verlaufende Heizröhren von 70 bis 75 mm l. W. getragen, die von der äußeren Feuerbüchswand aus durch Luken gereinigt werden können. Diese Wasserröhren müssen in den Blechen sehr sorgfältig befestigt werden, da sie, der Stichflamme unmittelbar ausgesetzt, sonst leicht reißen, wodurch das Feuer in kürzester Zeit ausgelöscht und die Maschine außer Betrieb gesetzt wird. Die Feuerschirme sind meist erheblich länger als bei uns und reichen nicht selten bis zur Mitte der Feuerkiste. Bei einigen Bahnen, wie bei der New York Central und Hudson River R. R., trifft man Feuerschirme, die aus zwei Teilen bestehen, einem vorderen, unterhalb der Heizröhren gelegenen, und einem hinteren, über der Feuertür angebrachten Schirm, zwischen denen ein Raum von 600 bis 700 mm Länge zum Durchtreten der Flamme frei bleibt. Der in ähnlicher Weise aus Eisenblech hergestellte Feuerschirm von Buchanan hat sich nicht bewährt, da er unter dem Einfluß der Stichflamme zu häufigen Ausbesserungen und Erneuerungen Veranlassung gab.

Die Vorteile des Feuerschirmes sind zu bekannt, als daß es notwendig erscheint, weiter darauf einzugehen. Besonders erwähnt sei aber an dieser Stelle die in der Rauchkammer eingebaute Lenkplatte, Fig. 545, da sie trotz ihrer unbestrittenen Vorteile auf unserm Festlande noch wenig Anhänger gefunden hat. Der Hauptzweck dieser vor den Heizröhren in schräger Lage angebrachten Platte besteht darin, einen möglichst gleichmäßigen Durchzug der Heizgase durch sämtliche Heizröhren zu erzwingen. Während bei Fortlassen der Lenkplatte — namentlich bei hohem Stand der Blasrohrmündung — die Gase auf dem kürzesten Wege, d. h. vornehmlich durch die obersten Reihen der Heizröhren, nach dem Schornstein zu entweichen bestrebt sind, wird durch die Lenkplatte der freie Raum vor den Röhren an jener Stelle so verengt, daß je nach dem Neigungswinkel und dem Abstand der Unterkante der Lenkplatte von dem Rauchkammerboden der Durchzug der Gase durch die mittleren und unteren Heizröhren erhöht wird. Um den Durchtritt der Heizgase durch die Heizröhren regeln zu können, ist die Unterkante der Lenkplatte verstellbar eingerichtet. Die Stellung der Unterkante wird ein für allemal für eine bestimmte Kohlensorte in der Werkstatt eingestellt.

Ein weiterer Vorteil der Lenkplatte besteht darin, daß die durch die Heizröhren nach der Rauchkammer überge-

rissene Lösche sich nicht wie gewöhnlich vor den untersten Siederohrreihen ablagert und diese verbauen kann, sondern infolge der großen Geschwindigkeit der Gase an dieser Stelle gegen die Stirnwand der Rauchkammer geschleudert wird und dort liegen bleibt.

Die Wirtschaftlichkeit des Kessels wird durch diese beiden Eigenschaften der Lenkplatte zweifellos erhöht, wie denn auch von den amerikanischen Eisenbahngesellschaften eine Kohlenersparnis von 5 bis 6 vH angegeben wird. Genaue Zahlen auf Grund von einwandfreien Versuchen finden sich in der amerikanischen Literatur nicht.

Der eigenartige, durch die Lenkplatte erzwungene Weg der Heizgase gestattet ferner eine recht günstige Anordnung des Funkenfängernetzes insofern, als es eine große Oberfläche mit reichlich freiem Durchgangsquerschnitt erhält und infolgedessen eine nur mäßige Erhöhung der Luftverdünnung bedingt. Die wiederholte Richtungsänderung der Gase in der Rauchkammer hat eine reichliche Ausscheidung der mitgerissenen Lösche schon vor dem Funkenfänger zur Folge, so daß eine Reihe von Eisenbahngesellschaften bei Verwendung der Lenkplatte auf einen Funkenfänger überhaupt verzichten. Die Führung der Gase unmittelbar am Boden der Rauchkammer entlang bewirkt ferner, daß die Lösche stetig aufgewühlt und gegen das engmaschige Funkennetz geschleudert wird, so daß die Zindermassen nach allmählicher Zerkleinerung in unschädlichem Zustand durch das Funkennetz nach dem Schornstein und ins Freie gelangen. Daraus ergibt sich ein geringer Löscherückstand in der Rauchkammer und eine wesentliche Verkürzung der amerikanischen Rauchkammer im Lauf der letzten Jahre.

Als weitere Vorteile der Lenkplatte werden von amerikanischen Eisenbahngesellschaften endlich gleichmäßigeres Brennen des Feuers auf der Rostfläche und geringeres Verschlacken namentlich unter dem Feuerschirm angegeben.

Es war oben gefolgert worden, daß Lokomotiven mit breiter Feuerbüchse unter der Voraussetzung einer Rostfläche von 4 bis 4,5 qm und einer stündlichen Verbrennung von 400 bis 500 kg auf 1 qm Rostfläche, d. h. bei nicht allzugroßen Anforderungen an den Heizer, eine größere Wirtschaftlichkeit besitzen als Lokomotiven mit schmaler Rostfläche, und zwar mit Rücksicht auf die geringere Luftverdünnung in Feuerbüchse und Rauchkammer, die nicht nur einen besseren Wirkungsgrad des Kessels, sondern auch eine erhöhte Leistung der Dampfmaschine infolge verminderten Gegendruckes auf die Kolben bedingt. Diese Folgerung bedarf jedoch noch verschiedener Einschränkungen. Zunächst ist bei den Versuchen nur derjenge Kohlenverbrauch in Rechnung gesetzt, der während der Fahrten selbst ermittelt worden ist, also ausschließlich des Verbrauches an Kohle in den Ruhepausen. Sorgfältige Versuche in dieser Richtung haben ergeben, daß der Brennstoffbedarf während der Ruhepausen für weite Feuerbüchsen erheblich größer ist als für schmale, so daß der höhere Kohlenverbrauch der Lokomotiven mit schmalen Feuerbüchsen während der Fahrt namentlich dort, wo ausgedehntere Ruhepausen eintreten, wieder ausgeglichen wird.

Fig. 546 bis 549. Mechanische Beschickvorrichtung für Lokomotiven.

A Behälter
B Wurfkolben mit beweglichem Bodenschieber
C Zylinder für den Stoßkolben
D Steuer-Drehschieber
E Regulierhahn für die Dampfmaschine
F Antriebdampfmaschine
S Förderschnecke
H Ablenkplatte
J Absperrventile für die drei Einströmkanäle

Fig. 546.

Fig. 547.

Einen wesentlichen Faktor für die Beurteilung der Güte der beiden Kesselbauarten bilden endlich die Ausbesserungsarbeiten. Auch in dieser Hinsicht liegen sehr sorgfältige Zusammenstellungen aus der Praxis vor, die von 28 verschiedenen Bahnen der Vereinigten Staaten dem Committee on recent improvements in boiler design der American Railway Master Mechanics' Association nach einjährigen Aufschreibungen zur Verfügung gestellt und von diesem als umfangreicher Bericht in den »Proceedings« für das Jahr 1903 niedergelegt sind. Aus diesem Bericht ergibt sich, daß trotz der günstigeren Formgebung der breiten Feuerbüchse und trotz der größeren Wasserräume zwischen den Seitenwänden die Betriebstörungen bei Kesseln mit breiter Feuerbüchse erheblich größer sind als bei denjenigen mit schmaler Feuerbüchse.

Die Ursachen liegen in erster Linie in der ungleichmäßigeren Beschikkung der breiten und großen Rostfläche und in dem hohen Kesseldruck der neueren Lokomotivkessel. Hauptsächlich treten Störungen durch Undichtwerden und Reißen der Nähte der inneren Seitenwände, der hinteren Rohrwand und der Stehbolzen, in erster Linie aber durch Lecken der Heizröhren auf. Das Undichtwerden und Reißen der Wände in den Nähten wird durch Verwendung von Feuerschirmen sowie durch Verstärken der Blechplatten erheblich vermindert, ebenso die Störungen in den Stehbolzen

durch Vergrößerung des Abstandes der Seitenwände insofern, als dadurch die Länge der Stehbolzen und somit ihre Nachgiebigkeit bei Längsverschiebungen der Seitenwände unter dem Einfluß der Temperatur vermehrt wird. Auch das Laufen der Heizröhren ist mehr oder minder stark, je nach der kleineren oder größeren Tiefe der Feuerkiste und damit dem kleineren oder größeren Abstand der untersten Reihe der Heizröhren vom Bodenring. Erfahrungsgemäß geben die neueren $^2/_4$- und $^3/_6$-gekuppelten Personen- und Schnellzuglokomotiven mit hinterer Laufachse weniger Störungen. Immerhin hat das Lecken der Heizröhren mit der Vergrößerung der Rostfläche nach der übereinstimmenden Angabe der Mehrzahl der Bahnen zugenommen.

Zwei Feuertüren bei breiten Feuerbüchsen haben durchschnittlich mehr Störungen ergeben als eine, und zwar durch Einbrüche in den Umbörtelungen infolge mangelhaften Wasserumlaufes. Aus diesem Grunde findet man neuerdings auch bei den breitesten Feuerbüchsen nur eine längliche Tür, obwohl die Verwendung zweier Türen eine vorteilhaftere Beschickung des Feuers zuläßt. Von allen Blechverbindungen für das Feuerloch hat sich diejenige mit nach rückwärts gebogenen Flanschen des Innen- und Außenbleches am besten bewährt, wobei das Innenblech einen größeren Krümmungshalbmesser erhält.

Wenn nach diesen Ausführungen die verschiedentlichen Mängel in erster Linie auf die schwierige Beschickung großer Rostflächen zurückzuführen sind, wenn die Verschiebung in den bei kleineren Lokomotiven mit schmaler Rostfläche als günstig erkannten Verhältnissen der Haupt-Kesselabmessungen ebenfalls den beschränkten Befeuerungsverhältnissen zuzuschreiben ist, und wenn endlich die Leistungsfähigkeit der Lokomotiven überhaupt durch die Leistungsfähigkeit des Heizers ihre Grenze gefunden hat, so ist es nicht weiter zu verwundern, daß das Streben der Amerikaner schon seit einer Reihe von Jahren daraufhin gerichtet ist, die Handfeuerung durch mechanische Feuerung zu ersetzen, um so mehr, als sich diese Art der Beschickung der Rostfläche bei ortfesten Kesselanlagen in großem Umfang bestens bewährt hat. Während jedoch bei ortfesten Dampfkesseln die Ersparnis an Brennstoff in den Vordergrund tritt, ist bei Lokomotiven die gleichmäßige Beschickung bei großen Rostflächen das Haupterfordernis. Während ferner die Belastung bei ortfesten Kesseln nur innerhalb bestimmter Grenzen, und auch dann nur allmählich, schwankt, treten die Belastungen beim Lokomotivkessel sprungweise auf und schwanken innerhalb weitester Grenzen. Diesen Schwankungen hat die Beschickung des Feuers fast augenblicklich zu folgen, damit der Kesseldruck auch bei großen Belastungsänderungen annähernd gleich bleibt.

Daraus erklärt sich wohl auch die Tatsache, daß die bei ortfesten Kesselanlagen fast ausschließlich übliche selbsttätige Beschickung für Lokomotivbefeuerung bis jetzt überhaupt nicht in Betracht gezogen worden ist, da sie auf eine Aenderung in der Beschickung erst nach einer gewissen Zeit antwortet. Hierher gehört vor allem der durch Riemen, Daumenrad oder Zahnrad angetriebene endlose Kettenrost mit wagerechter oder geneigter Fläche. Der einzige in den Vereinigten Staaten für Lokomotivfeuerung seit etwa sechs Jahren versuchte mechanische Beschicker, der Day-Kincaid Automatic Stoker, Fig. 546 bis 554, ahmt die bislang übliche Handfeuerung nach, indem er die Kohle wurfweise in die Feuerbüchse hineinschleudert.

Fig. 548.

Fig. 549.

Diesem Zweck dient ein Kolben, Fig. 553, welcher die dem vorderen Teil des Beschickers durch eine stetig umlaufende Schnecke zugeführte Kohle in die Feuerbüchse wirft. Mit dem Kolben ist gleichzeitig der vordere, bewegliche Boden des Kohlenbehälters, in dem die Förderschnecke umläuft, derart fest verbunden, daß er beim Zurückgehen des Kolbens in Form eines Schiebers den Kohlenbehälter unten öffnet und Kohle in den vor dem Kolben befindlichen Raum hinabfallen läßt. Diese Kohle wird bei der nächsten Vorwärtsbewegung des Kolbens in die Feuerbüchse geschleudert, während gleichzeitig der bewegliche Boden den Kohlenbehälter abschließt und der Förderschnecke Zeit gewährt, um den Raum über dem Bodenschieber wieder mit Kohle für den nächsten Wurf zu füllen. Um die in die Feuerbüchse eingeführte Kohle möglichst gleichmäßig nach den beiden Seitenwänden hin zu streuen, ist am vorderen, in die Feuerkiste hineinragenden Ende der Wurfrinne eine in der Mitte nach aufwärts gekrümmte Lenkplatte angebracht. Zur Erzielung einer gleichmäßigen Beschickung in der Länge der Rostfläche erhält der Kolben drei verschiedene Wegweiten, die periodisch durchlaufen werden, und zwar so, daß zunächst der vorderste Teil der Feuerbüchse, dann der

Fig. 550. Anbringung der Beschickvorrichtung an der Feuertür. Fig. 551.

Fig. 552.

mittlere und zuletzt der hinterste Teil beschickt wird, und so fort, wieder vorn beginnend.

Die Bewegung des Kolbens erfolgt durch Dampf, die Steuerung durch eine kleine am vorderen Ende der Beschickvorrichtung befestigte Dampfmaschine, die einen Dreh-Kolbenschieber betätigt. Dieser Schieber steuert den Dampfein- und -auslaß für die drei verschiedenen Kolbenwege. Die drei Einströmkanäle sind durch Ventile einzeln abstellbar, so daß erforderlichenfalls die eine oder andre Wurfbewegung ausgeschaltet werden kann.

Dieselbe Dampfmaschine treibt mittels verschiedener Wellenübersetzungen auch die Förderschnecke an.

Die Beschickung kann auf dreierlei Weise geregelt werden. Erstens kann die Menge der mit einem Kolbenstoß eingeworfenen Kohle durch Aenderung der Umlaufzahl der Förderschnecke geändert werden (diese Regelung fehlte bei den ersten Apparaten), zweitens kann die Zahl der Würfe in der Minute durch Aenderung der Umlaufzahl des steuernden Kolbenschiebers, und drittens kann die Reihenfolge der Wurfweiten durch Oeffnen und Schließen der in die drei Dampfeinlaßkanäle eingebauten Ventile geändert werden. Ist z. B. das Feuer unter dem Feuerschirm stärker durchgebrannt als an andern Stellen, so genügt es, die beiden hinteren Ventile der Steuerkanäle zu schließen und dafür die Förderschnecke etwas schneller laufen zu lassen. Soll vorübergehend eine Stelle der Feuerbüchse verstärkt beschickt werden, so kann man sich auch dadurch helfen, daß man Kohle unmittelbar in den vorderen, mit dem beweglichen Bodenschieber ausgerüsteten Teil des Füllbehälters schafft.

Ein Hauptvorwurf, der diesem selbsttätigen Beschicker zur Last gelegt wird, besteht darin, daß er trotz der vielseitigen Regulierfähigkeit die Kohle doch in gewissem Grade zu gleichmäßig verteilt und unregelmäßigem Durchbrennen des Feuers, wie es bei der Lokomotivfeuerung bisher immer beobachtet worden ist, nicht zu folgen vermag. Die Frage ist nur die, ob nicht das bisher beobachtete ungleiche Brennen des Feuers gerade auf das mangelhafte Beschicken von Hand zurückzuführen ist, namentlich bei ausgedehnten Rostflächen und großer stündlicher Verbrennung. Eine Reihe von Versuchsfahrten mit diesem Beschicker haben nach den glaubwürdigen Angaben von Prof. Goß (Proceedings of the American Railway Master Mechanics' Association 1904 S. 374) ergeben, daß das Feuer auf der Rostfläche selbst nach dreistündiger, schwerer Fahrt noch so gleichmäßig lag »wie der Fußboden«. Wohl könnten Zweifel auch in der Richtung laut werden, daß bei beginnendem Verschlacken des Feuers und Verstopfen eines Teiles der Lufträume zwischen den Roststäben ungleichmäßiges Durchbrennen des Feuers eintritt. Die Frage ist aber auch hier, ob das ungleiche Verschlacken nicht auch wesentlich auf die mangelhafte Handfeuerung zurückzuführen ist. Jedenfalls liegt kein Grund vor, an den übereinstimmenden Angaben der amerikanischen Fachleute, die an den Versuchsfahrten der

Fig. 553 und 554. Mechanische Beschickvorrichtung für Lokomotiven.

Chesapeake and Ohio R. R. 1902 und 1903 teilgenommen haben, zu zweifeln.

Nicht einwandfrei gelöst ist bis jetzt nur die Beschickung der hinteren Ecken, obwohl sich auch hierfür Mittel und Wege finden lassen müssen. Im übrigen genügt es, wie bei neueren Ausführungen auch geplant ist, den Beschicker so tief wie möglich anzubringen und darüber eine zweite Tür vorzusehen, durch die der Heizer das Feuer beobachten und mit Handfeuerung nachhelfen kann, um die Ecken zu beschicken, und in Fällen von ungleichmäßigem Brennen des Feuers. Diese Feuertür ist auch zum Durchstoßen und Reinigen des Feuers von großem Vorteil, da bei der bisherigen Anordnung derartige Arbeiten stets bedingten, daß der Beschicker, der an der Feuertür durch Schrauben befestigt ist, abgebaut werden mußte. Ein derartiger Abbau während der Fahrt ist schwierig und behindert das Personal bei dem Mangel an Platz zum Aufstellen des Apparates nicht unerheblich in seiner Tätigkeit. Um den Beschicker für den Fall seiner Beseitigung bequem fortbewegen zu können, ist er mit drei Laufrollen ausgerüstet.

Die von einem Sonderausschuß der American Railway Master Mechanics' Association auf den Strecken der Chesapeake and Ohio und der Cleveland, Cincinnati, Chicago and St. Louis R. R. 1903 veranstalteten Versuchsfahrten hatten folgendes Ergebnis, das in dem Jahresbericht der erwähnten Gesellschaft (Proceedings 1904 S. 367 bis 370) niedergelegt ist.

Zunächst wurde eine Ersparnis von etwa 7 vH an Kohle gegenüber einem sehr geschickten und ausdauernden Heizer beobachtet. Diese Ersparnis macht sich namentlich bei schweren Fahrten über lange Strecken geltend, wo unter gewöhnlichen Verhältnissen die Feuertür etwa zwei Drittel der ganzen Zeit geöffnet ist und dementsprechend reichlich viel kalte Luft den Weg in die Feuerbüchse findet. Ein Teil der Ersparnis ist ferner auf die gleichmäßige, in kurzen Abständen und deshalb in geringen Mengen erfolgende Beschickung zurückzuführen, wodurch möglichst vollständige Verbrennung erzielt wird. Die Richtigkeit dieses Schlusses ergibt sich schon daraus, daß der aus dem Schornstein ausströmende Rauch nur geringe Färbung zeigt und die Menge der in die Rauchkammer übergerissenen Lösche selbst bei beträchtlicher Ueberlastung der Lokomotive geringer ist als sonst. Auch die Verschlackung des Feuers ist erheblich vermindert.

Infolge der gleichmäßigen Lage und der annähernd gleichen Temperatur des Feuers in der Feuerkiste treten auch Störungen an den Stehbolzen, den Wänden und ihren Nähten erheblich seltener auf, um so mehr, als auch das Eindringen kalter Luft beim Oeffnen der Feuertür auf ein Mindestmaß beschränkt wird. Hier liegt also ein ganz wesentlicher Vorteil des Beschickers.

Der Kesseldruck kann bei sorgfältiger Regelung des Beschickers, wie die Versuche ergeben haben, vollständig gleichbleibend erhalten werden. Auch dieser Vorzug ist auf das in regelmäßigen Abständen erfolgende Zuführen kleiner Kohlenmengen zurückzuführen.

Die Arbeit des Heizers wird erheblich herabgemindert, da er nur die Kohle in den Behälter des Beschickers zu schaufeln und nur bei ungleichmäßiger Lage der Kohle namentlich in den beiden hinteren Ecken der Feuerbüchse nachzuhelfen hat. Jedenfalls bedeutet der Beschicker unter allen Umständen eine ganz erhebliche Entlastung des Heizers. Sobald der Beschicker seine Anpaßfähigkeit an sämtliche Anforderungen des Betriebes zur Genüge dargetan hat, ist beabsichtigt, durch geeignete Formgebung des Kohlenbehälters des Tenders die Kohle dem Beschicker ebenfalls selbsttätig zuzuführen, so daß alsdann die Tätigkeit des Heizers hinsichtlich der Feuerung lediglich auf das Regeln des Beschickers beschränkt ist. Ein bleibender Nachteil besteht aber darin, daß für diesen Beschicker nur Kohle von einer bestimmten Größe zur Verwendung gelangen kann.

Die Leistungsfähigkeit der bei den genannten Versuchen verwendeten Beschicker betrug durchschnittlich 1365 kg/st, ergab somit bei einer Rostfläche von 4,55 qm eine stündliche Verbrennung von 300 kg Kohle auf 1 qm Rostfläche. Bei Versuchsfahrten, die im Oktober und November vorigen Jahres mit zwei Schnellzuglokomotiven der Big Four R. R. stattfanden, wurden Beschicker verwendet, die bei 20 Würfen in der Minute und 1,82 kg Kohle auf den Wurf 2180 kg Kohle in der Stunde leisteten, somit bei einer Rostfläche von 4,6 qm eine stündliche Verbrennung von 475 kg Kohle auf 1 qm ergaben. Als Höchstleistung wurde bei 2,7 kg Kohle auf den Wurf und 30 Würfen in der Minute eine stündliche Verbrennung von etwas mehr als 1000 kg Kohle auf 1 qm Rostfläche erzielt. Im übrigen waren die Ergebnisse so günstig, daß noch im vergangenen Frühjahr acht $^2/_5$-gekuppelte Schnellzuglokomotiven derselben Bahngesellschaft mit dem Day-Kincaid-Beschicker ausgerüstet wurden, die den regelmäßigen Schnellzugverkehr zwischen Indianapolis und Cincinnati durchführen sollten. Veröffentlichungen über die Ergebnisse finden sich noch nicht vor.

Ueber den Dampfverbrauch des Beschickers bei verschiedenen Leistungen ist leider noch nichts bekannt. Als einzige Zahl wird gelegentlich der Mitteilung der erstaufgeführten Versuche erwähnt, daß der Beschicker bei einer stündlichen Verdampfung von 58,6 kg für 1 qm Heizfläche (die Größe der Heizfläche ist nicht angegeben) 5 PS verbraucht habe.

Andre selbsttätige Beschicker außer dem beschriebenen sind in die Praxis noch nicht eingeführt. Nach den bis jetzt vorliegenden Versuchen steht jedoch zu hoffen, daß sich dieser schon in den nächsten Jahren namentlich bei schweren Lokomotiven im Betrieb einbürgern wird. Durch die Einführung der mechanischen Feuerung werden die schwierigen Fragen besserer Wirtschaftlichkeit von leistungsfähigen Kesseln mit großen, breiten Rostflächen durch gleichmäßige Schichtung des Brennstoffes aufs einfachste gelöst, die nachteiligen Folgen der Handfeuerung bei großen Rostflächen,

die sich in frühzeitigem Durchbrennen der Bleche, Reißen der Verbindungsnähte und Stehbolzen sowie häufigem Undichtwerden der Heizröhren äußern, auf das bei schmalen, kleinen Rostflächen übliche Maß zurückgeführt und nicht zuletzt der weiteren Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Lokomotiven, die bei Handfeuerung auch in den Vereinigten Staaten von Amerika an der Grenze des Möglichen angekommen schien, von neuem die Wege geebnet.

Zum Schluß sei auch an dieser Stelle den amerikanischen Lokomotivbaufirmen und Eisenbahngesellschaften für ihr außerordentlich freundliches Entgegenkommen aufrichtiger Dank ausgesprochen.

Luftpumpen für Schiffsmaschinen.

Von C. Strebel, Stettin.

(Schluß von S. 2026)

Luftpumpen bei Hülfskondensatoren.

Auf vielen Schiffen ist neben dem Hauptkondensator noch ein Hülfskondensator vorhanden, in den die Hülfsmaschinen alle oder zum Teil den verbrauchten Dampf senden. Zu diesen Hülfskondensatoren gehört dann eine Gruppe von Hülfsmaschinen, die von fast allen Fabriken, die sie ausführen, unmittelbar mit dem Kondensator vereinigt werden. Diese Hülfsmaschinen liegen meistens unter dem Kondensator, wie Fig. 98 bis 101 zeigen. Am einen Ende ist die Luftpumpe, am andern die Zirkulationspumpe, zwischen beiden sind die Dampftreibzylinder angeordnet. Diese gedrängte Anordnung hat sich gut bewährt. Die Kondensatoren werden als Oberflächen- und auch als Einspritzkondensatoren ausgeführt, an Bord aller Seeschiffe fast ausschließlich als Oberflächenkondensatoren.

Fig. 98 und 99.

Hülfskondensator von Weise & Monski.

Fig. 100.

Hülfskondensator von Wheeler.

Fig. 101.

Hülfskondensator von Worthington.

Fig. 98 und 99 zeigen eine Kondensatoranlage von Weise & Monski in Halle a/S. für eine Dampfmenge von 2500 kg/st oder 0,694 kg/sk.

Bei Hülfskondensatoren kann man annehmen, daß der Abdampf höchstens 1,2 kg/qcm Druck hat.

Die Luftpumpen haben Scheibenkolben mit Rotguß-Dichtungsringen, die in harten Bronzebüchsen laufen. Die Stangen bestehen aus Deltametall. Die Kühlrohre des auf Säulen ruhenden Kondensators sind verzinnte gezogene Messingrohre, die sich infolge der Konstruktion der Rohrplatten frei ausdehnen können, ohne undicht zu werden. Bei kleinen Anlagen sind nur 1 Luftpumpe, 1 Niederdruck- und 1 Hochdruckzylinder und 1 Zirkulationspumpenzylinder vorhanden; größere Anlagen erhalten Verbundanordnung, der günstigeren Leistung wegen.

Für kleinere Flußdampfer eignen sich die unabhängigen Duplex-Einspritzkondensatoren sehr gut; s. Fig. 102 und Zahlentafel 13.

Auspuffdampf und Einspritzwasser werden von der Pumpe angesaugt und in der über ihr befindlichen Düsenvorrichtung innig gemischt, wobei der Dampf kondensiert wird. Ein Teil des Kondensates wird als warmes Wasser von der Pumpe in einen Tank gedrückt, aus dem es die Speisepumpe, nachdem es durch einen Speisewasserreiniger geleitet ist, in den Kessel zurückspeisen kann.

Durch das Mischen des Wassers mit dem Dampf in der

Fig. 102.

Duplex-Einspritzkondensator.

Düsenvorrichtung wird vor dem Kolben der Dampfmaschine ein hohes Vakuum erzeugt, d. h. der vom Dampfkolben zu überwindende Gegendruck wird um etwa 1 kg/qcm vermindert.

Das erforderliche Einspritzwasser beträgt etwa das 20- bis 30fache des Dampfgewichtes.

Zahlentafel 13.
Unabhängige Duplex-Einspritzkondensatoren von Weise & Monski.

Bezeichnung . . .	Nr.	541	542	543	544	545	546	547	548
Durchmesser des Dampfzylinders	mm	150	180	180	220	220	265	300	350
Durchmesser des Pumpenzylinders . . .	»	125	170	170	200	250	300	350	380
Kolbenhub	»	150	150	250	250	250	250	250	250
Dampfzylindervolumen / Pumpenzylindervolumen		1,4	1,12	1,12	1.21	0,77	0,78	0,73	0,85
Durchmesser d. Saugrohres für den Abdampf	»	80	100	125	150	200	250	275	300
Durchmesser d. Saugrohres f. d. Einspritzwasser	»	60	80	90	100	125	150	175	200
Durchmesser d. Druckrohres für Warmwasser	»	70	90	100	125	150	200	225	250
Durchmesser des Zudampfrohres a. Dampfzylinder	»	25	25	35	40	40	50	60	65
Durchmesser des Abdampfrohres a. Dampfzylinder	»	30	35	45	50	50	60	70	75
Gewicht ungefähr . .	kg	1100	1600	2000	2400	3400	4100	4700	6000

Weise & Monski bauen die Luftpumpenmaschine auch als Verbundmaschine; steht eine Dampfspannung von 8 kg/qcm und mehr zur Verfügung, so wenden sie auch dreifache Dampfexpansion an, s. Fig. 103.

Die Blake-Pumpen-Co. stellt ebenfalls solche Hülfskondensationsanlagen her.

Die Anordnung der Dampfzylinder und Pumpen ist bei fast allen genannten Fabriken dieselbe. Die Kondensatoren werden in verschiedenen Formen und Materialien ausgeführt: aus Gußeisen macht man sie rechteckig, durch Rippen versteift, aus Stahl und Messingblech rund. Stahlblech wird der besseren Erhaltung wegen innen verzinkt. Die Kondensatorröhren sind gezogene verzinnte Messingröhren, die an beiden Enden in verzinnten metallenen Rohrplatten durch Rohrstopfbüchsverschraubungen abgedichtet werden. Durch Ansätze an den Verschraubungen, wie auch bei großen Kondensatoren üblich, wird verhindert, daß sich die Röhren in der Längsrichtung verschieben.

Diese Kondensatoren erhalten die erforderliche Ausrüstung wie: Zusatzwasserhahn, Luftventile, Lufthähne am

Fig. 103.

Luftpumpenmaschine von Weise & Monski mit dreifacher Dampfexpansion.

Wassereinlaß und -auslaß, Ablaßventile, Sodahahn zum Auskochen der Kondensatoren, Ausgußventile und Vakuummeter.

Bei größeren Anlagen wird die Zirkulationspumpe meistens von den andern Hülfsmaschinen getrennt und als Zentrifugalpumpe gebaut; s. Fig. 100 und 104. Die erforderliche Kühlwassermenge beträgt bei 20° C etwa 40 kg auf 1 kg Dampf.

Fig. 104.

Meist dient der Hülfskondensator nur für den Hafenbetrieb, um den Abdampf der Hülfsmaschinen zu kondensieren, oft aber auch für die Fahrt. Dann sind es meist aber nur einige besondre Hülfsmaschinen, die ihren Dampf dorthin senden, z. B. die Dampfdynamomaschinen, die zugleich für ihr regelmäßiges Arbeiten einen gleichmäßigen Gegendruck im Kondensator verlangen. Man wird deshalb wohl zumeist Hülfskondensatoren an Bord derjenigen Schiffe finden, deren Luftpumpen an die Hauptmaschinen angekuppelt sind, oder bei sehr großen Anlagen mit vielen, ständig arbeitenden Hülfsmaschinen.

Neuerdings führt die Blake-Pumpen-Co. Kondensationsanlagen aus, die als Hülfskondensatoren auf großen Schiffen sehr gut Verwendung finden können. Fig. 105 zeigt einen Längsschnitt einer solchen Anlage, welche folgende Abmessungen hat:

Kühlfläche des Kondensators	150	qm
Durchmesser des Dampfzylinders	356	mm
» » Luftpumpenzylinders I	560	»
» » » II	458	»
» » Kühlwasserzylinders	458	»
Kolbenhub	458	»

Die Anlage ist für 2 Parsons-Dampfturbinen von je 200 KW und 4400 kg Dampfverbrauch gebaut, aber ausreichend für eine spätere Vergrößerung auf 7000 kg Dampf. Bei der Probe waren nur die beiden Parsons-Turbinen angeschlossen. Bei einem Barometerstand von 738 bis 740 mm wurde ein Vakuum von 715 mm Quecksilbersäule erreicht, entsprechend 96,5 vH. Das Kühlwasser hatte bei der günstigen Belastung des Kondensators etwa 21° C; die Pumpe arbeitete sehr langsam und zuverlässig.

Diese Zweistufenanlage arbeitet wie folgt:

Der Luftzylinder I saugt die Luft aus dem oberen Teile des Kondensators, das Kondensat und natürlich auch noch etwas Luft aus dem unteren Teile. Dieser erste Luftpumpenzylinder hat keine Saugventile, sondern nur Saugöffnungen in der Mitte der Zylinderwand, wie sie bei den ameri-

kanischen Bailey-Luftpumpen der Torpedoboote mit Erfolg angewandt sind. Der Kolben ist ein langer Tauchkolben, der diese Oeffnungen abwechselnd nach links und rechts freigibt. Der Widerstand des Saugventiles fällt also fort. Die Druckventile sind an beiden Zylinderenden angebracht. Das Wasser und die Luft werden dem Saugraum des Luftpumpenzylinders II zugebracht; es ist dies ein normaler doppeltwirkender Luftpumpenzylinder mit Saug- und Druckventilen. Der Kondensator hat an der Einströmkammer für den Abdampf eine lange seitliche Erweiterung mit Oeffnun-

Fig. 105.

Oberflächen-Kondensationsanlage der Blake-Pumpen-Co.

Luftzylinder II   Luftzylinder I   Dampfzylinder   Kühlzylinder

Fig. 106 und 107.

Oberflächenkondensator von 55 qm Kühlfläche mit kombinierter Luft- und Kühlwasserpumpe.

750 810 3454 615 300 1050 1370 300 3020 530 1470

gen nach dem Kondensatorraum, die dazu dienen, den Dampf gleichmäßig auf die ganze Länge des Kondensators zu verteilen.

Durch diese Anlage und ihre vorzüglichen Leistungen ist gezeigt, daß auch mit nur nassen Luftpumpen ein hohes Vakuum erzeugt werden kann.

Für Schiffsbeleuchtung werden auf modernen Schiffen Turbodynamos eingebaut, die ein möglichst gleichmäßiges und hohes Vakuum haben müssen. Falls Gewicht und Platz an Bord dafür übrig ist, wird es sich empfehlen, einen Kondensator der besprochenen Art nur für die Turbodynamos einzubauen und ihn in der Nähe der elektrischen Zentrale aufzustellen, um die großen kupfernen Abdampfleitungen so kurz wie möglich zu erhaten.

Fig. 106 und 107 zeigen eine kleinere Kondensationsanlage von 55 qm Kühlfläche mit 254 mm Dmr. der Dampfzylinder, 305 mm Dmr. des Luftpumpenzylinders und 305 mm Dmr. des Wasserzylinders; der gemeinsame Hub beträgt 305 mm. Sie kann ebenfalls als Hülfskondensatoranlage Verwendung finden.

Ich will nun noch aus den Zahlentafeln einige Schlüsse ziehen.

Angehängte Luftpumpen.

Es war bisher gebräuchlich, die Luftpumpenvolumen in ein Verhältnis zum Volumen des Niederdruckzylinders zu bringen. Betrachtet man Zeile 14 in der Zahlentafel 2 (S. 1932) und berücksichtigt zuerst die Handelsschiffsmaschinen, so findet man, daß das Verhältnis der in der Sekunde durchlaufenen Volumen von $\frac{\text{Niederdruckzylinder}}{\text{Luftpumpenzylinder}}$ von 16 bis ∞ 25 schwankt. Ein guter Mittelwert aus bisher ausgeführten gewöhnlichen Luftpumpen scheint 18 zu sein. Für die Edwards-Luftpumpe ist der Wert höher, ungefähr 25. Da bei Handelsschiffen die Rohrleitung möglichst einfach sein soll, um den Preis nicht zu erhöhen, ist wohl stets davon Abstand genommen worden, an der Saug- oder Druckseite der Luftpumpe Absperrvorrichtungen anzubringen, die eine Vermehrung oder Verminderung der betreffenden Querschnitte gestatten. Es fehlen also Versuchswerte, auf die sich der Konstrukteur beim Entwurf der Luftpumpe stützen kann. Neuerdings werden die Maschinenbaulaboratorien der Hochschulen mit so guten Mitteln ausgestattet, daß dort Gelegenheit genommen werden müßte, einwandfreie Messungen anzustellen. Besonders die (Saug- und Druck-) Rohrleitungen werden meist zu groß bemessen. Bei den Saugleitungen wäre zu untersuchen, wie weit die Absperrvorrichtungen geschlossen werden können, ohne daß das Vakuum fällt. Zeile 18 in Zahlentafel 2 gibt deshalb kein richtiges Bild, weil bei Handelsschiffsmaschinen die Luftpumpen zumeist mit rechteckigem großem Flansch am Kondensator befestigt werden, um auf jeden Fall zu vermeiden, daß die Befestigung durchfedert. Daher die starken Schwankungen von 1,6 bis 9 in dem Wert

$$\frac{\text{Pumpenzylinderquerschnitt}}{\text{Saugrohrquerschnitt}}.$$

Die Druckanschlüsse zeigen das Verhältnis

$$\frac{\text{Pumpenzylinderquerschnitt}}{\text{Druckrohrquerschnitt}} = 2 \text{ bis } 16.$$

Der Mittelwert ist ∞ 9. Beispiel 5 in Zahlentafel 2 zeigt als mittleres Vakuum 93 vH, Beispiel 2 sogar 95 vH. Aus diesen Beispielen ergibt sich besonders der Vorteil, den die Edwards-Luftpumpe vor den gewöhnlichen Luftpumpen hat; er wird erreicht, wenn die Luft rasch aus dem Kondensator fortgesogen werden kann. Alle Luftpumpen mit Fußventilen könnten sogleich verbessert werden, wenn die Ventilsitze eine Verlängerung nach unten erhielten, so daß sich der Wasserspiegel in einer zu bestimmenden Entfernung »a«, s. Fig. 108, vom Pumpenboden hielte; denn dann könnte die Luft leicht am ganzen Umfang des Ventiles abgesogen werden. Bei Kriegsschiffen ist nach derselben Zahlentafel Zeile 14 das Verhältnis 10 bis 48. Die Maße sind also gegenüber denen bei Handelsschiffsmaschinen erheblich verkleinert, ohne daß das Vakuum nachweislich gefallen wäre.

Beispiel 18 mit einem Mittelwert von

$$\frac{\text{Niederdruckzylindervolumen}}{\text{Luftpumpenvolumen}} = 21{,}4$$

hat mit gewöhnlicher Luftpumpe ein Vakuum von 92 vH.

Beispiele 22 und 23 geben die Werte von Torpedobooten mit Bailey-Luftpumpen. Durch den mittleren An-

Fig. 108.

schluß des Saugrohres werden sie doppeltwirkend; die Maße sind verkleinert. Zeile 14 gibt den Wert ∞ 16 bis 18 an, das Vakuum ist vorzüglich: 92 vH.

Auch die Verhältnisse in Zeile 18 und 19 sind andere; Zeile 18 hat Werte von 2 bis 10,5, Zeile 19 von 6 bis 16.

Rechnet man theoretisch, daß der Luftpumpenzylinder ganz mit Wasser gefüllt sei, so erhält man die Werte der

Fig. 109 bis 111.
Federbelastetes Pumpenventil von Roters.

geschlossen

für Luftdurchgang geöffnet

grösster Ventilhub

Zeile 21, die in Wirklichkeit nur erreicht werden, wenn die Hauptmaschine längere Zeit gestanden hat und dann, wenn sie anspringt, der Luftpumpe eine große Wassermenge aus dem Kondensator zuschießt. Für Handelsschiffsmaschinen finden sich Wassergeschwindigkeiten von 2 bis 7 m/sk. Eine theoretische Wassergeschwindigkeit in den Ventilen von 10 m ist also sehr wohl zulässig.

Die Kolbengeschwindigkeit (Zeile 12) beträgt
bei Handelsschiffsmaschinen ∾ 1,5 m/sk
» Kriegsschiffsmaschinen ∾ 2 »

Für Torpedojäger steigert sich dieser Wert von selbst, weil die Maße der Leichtigkeit wegen stark verringert werden und der ausgesuchteste Baustoff eine größere Beanspruchung zuläßt.

Selbständige Luftpumpenmaschinen.

Bei diesen fällt eine plötzliche Wasserförderung fort; die Abmessungen werden deshalb verhältnismäßig kleiner als bei den angehängten Pumpen. In Zahlentafel 12 (S. 2024) sind Werte von selbständigen Luftpumpenmaschinen zu finden.

Das Verhältnis $\frac{\text{Luftpumpenzylindervolumen}}{\text{Niederdruckzylindervolumen}}$ ist bei den Kurbelluftpumpen 0,026 bis 0,059, während es bei den unmittelbar angetriebenen Pumpen nur 0,0047 bis 0,0086 beträgt. Die Zahlentafel gibt nur Werte von amerikanischen Kriegsschiffen; sie ist dem Journal of the American Society of Naval Engineers entnommen und enthält noch andre bemerkenswerte Angaben.

In Zahlentafel 6 (S. 1982) sind Luftpumpenmaschinen für Handelsschiffe und Kriegsschiffe zusammengestellt. Beispiel 7 und 8 für die alten Schnelldampfer zeigen noch große Werte der Pumpenzylinder; ein Vergleich mit den andern Maschinen in Zeile 28 läßt das sofort erkennen. Während beim Schnelldampfer »Auguste Victoria« das Verhältnis $\frac{\text{Niederdruckzylindervolumen/sk}}{\text{Luftpumpenzylindervolumen/sk}} = 41{,}5$ ist, beträgt es beim Schnelldampfer »Kronprinz Wilhelm« 335. Im ersteren Fall ist das Vakuum nur 75 vH, im letzteren 90 vH. Der Vorteil der direkt angetriebenen Luftpumpe ist also augenfällig.

Bei Handelsschiffen wird leider zu selten Wert darauf gelegt, die Leistung der einzelnen Hülfsmaschinen festzustellen. Zuverlässige Angaben waren daher schwer zu erlangen und fehlen deshalb in den Zahlentafeln. Für Kriegsschiffe sind solche Angaben leichter zu erhalten; Zeile 23, 24 und 25 geben ein gutes Bild über den Kraftverbrauch einer modernen, selbständig arbeitenden Luftpumpenmaschine. Es ist das Verhältnis

$$\frac{\text{Lstg. d. Hauptmasch. in PS}_i}{\text{Lstg. der Luftpumpe in PS}_i} = 0{,}0014 \text{ bis } 0{,}0062,$$

während die Kurbel-Luftpumpenmaschinen der amerikanischen Schiffe in Zahlentafel 12 für dasselbe Verhältnis Werte von 0,0059 bis 0,0136 zeigen. Auch hier ist der Vorteil der direkt angetriebenen Luftpumpenmaschine zu ersehen.

Fig. 112 bis 115. Luftpumpe mit Roters-Ventilen.

Wie weit sich ohne schädlichen Einfluß auf das Vakuum die Abmessungen der Pumpen vermindern lassen, ist auch bei dieser Art nicht genügend durch Versuche aufgeklärt. Bei Zwei- und Dreischraubenschiffen ist es meist geboten, daß jede Luftpumpe aus jedem Kondensator saugen kann; es werden deshalb die Maße etwas größer als bei Einschraubenschiffen.

Es ist aber nicht nur die Luftpumpenmaschine selber, sondern besonders auch die Rohrleitung, die meist zu groß gemacht wird. Dadurch wird das Kupfergewicht dieser großen Rohre unnötig in die Höhe geschraubt; dasselbe gilt von dem Bronzegewicht der Ausrüstungsteile der Luftpumpen-Saug- oder -Druckleitung. Auf einem der vom »Vulcan« erbauten Reichspostdampfer wurde der Versuch gemacht, um wie viel man den Querschnitt des Saugrohres verkleinern

könnte, ehe das Vakuum zu sinken begönne. So, wie das Rohr eingebaut war, ergab sich ein Verhältnis

$$\frac{\text{Saugrohrareal}}{2 \times \text{Pumpenzylinderareal}} = \frac{1}{2 \times 3{,}94}.$$

Durch Schließen des Absperrschiebers brachte man dieses Verhältnis auf $\frac{1}{2 \times 27{,}5}$; dann erst begann das Vakuum zu sinken. Für normale Fälle läßt sich das Verhältnis auf $^1/_{13}$ bringen, und so werden neuere Anlagen auch ausgeführt.

Solche Versuche müßten auch für die Druckrohre gemacht werden, um Gewichtersparnisse zu erzielen. Die Versuche von Privatfirmen gelangen meist schwer in die Oeffentlichkeit, weil der Wettbewerb so groß geworden ist. Die Erfahrungen werden also schwerer Allgemeingut, als wenn sie von den großen Reedereien oder von der Marineverwaltung gemacht würden. Besonders die letztere ist bei den ausgedehnten Probefahrten sehr leicht in der Lage, auf diesem Gebiet ohne Kosten ausgedehnte Versuche zu machen, auf Grund deren die jetzt übergroßen Luftpumpen und Rohrleitungen im Gewichte verringert werden könnten.

Ich habe gefunden, daß die Fabriken meist nicht in der Lage sind, Betriebsergebnisse der von ihnen gelieferten Luftpumpenmaschinen mitzuteilen, weil sie nur dann etwas von den Proben erfahren, wenn die Lieferung den Anforderungen nicht genügt hat. Es liegt deshalb auch im Interesse des Bestellers, wenn er dem Lieferer ausführlich über die Proben berichtet und ihn auf alle Eigentümlichkeiten der Anlage aufmerksam macht; nur so lassen sich Verbesserungen erzielen.

Fig. 116 bis 118.

Zweistufige Luftpumpe der Blake-Pumpen-Co. ohne Saugventil.

Zum Schlusse danke ich der Direktion der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft Vulcan sowie den im Bericht genannten Fabriken und Reedereien für das mir zur Verfügung gestellte Material und hoffe, daß dieser Aufsatz mit seinen ausführlichen Zahlentafeln Anlaß geben wird, daß ausführliche Versuche zur Verminderung der Abmessungen angestellt und die Ergebnisse zum Allgemeingut gemacht werden.

Nachtrag.

Neuerdings werden von der Blake-Pumpen-Co. in Hamburg federbelastete Ventile ausgeführt, die Hrn. Ingenieur Roters durch Patent geschützt sind. Das Ventil ist in Fig. 109 bis 111 in drei verschiedenen Stellungen dargestellt. Es hat einen nicht zu unterschätzenden Vorteil vor dem in Fig. 30 (S. 1936) abgebildeten Kinghorn-Ventil, da die Feder beim Wasserdurchgang einen sehr großen Hub zuläßt. Die Feder ist, ebenso wie bei dem Ventil Fig. 30, ganz eingekapselt, so daß sich kein Schmutz zwischen ihren Gängen festsetzen kann. Falls sie einmal zerspringen sollte, können also keine Federteile in den Pumpenraum gelangen. Das Doppelhubventil ist in erster Linie als Saugventil zu verwenden; denn der Ueberdruck, der zum Heben des Ventiles erforderlich ist, ist nur sehr gering. Es ist daher das Vakuum hinter dem Ventil (im Kondensator) nur sehr wenig ($^1/_{100}$ bis $^3/_{100}$ at) höher als vor dem Ventil (in der Pumpe). Aber auch als Druckventil und Kolbenventil übt dieses Ventil einen wesentlichen Einfluß auf das Vakuum aus. Da es nämlich ohne Druckbelastung schließt, so ist auch die Spannung der unvermeidlich im Zylinder zurückbleibenden Luft sehr gering; infolgedessen ist die tote Arbeit, die zur Ausdehnung dieser Luft verwendet wird, auch klein, das bedeutet aber eine Erhöhung des Nutzeffektes und eine Verringerung des Kraftbedarfes bei gleichzeitiger Erhöhung des Vakuums.

Dieses Ventil ist in mehreren Luftpumpenmaschinen, die für die kaiserliche Werft in Wilhelmshaven bestimmt sind,

eingebaut worden. Die Luftpumpen, Fig. 112 bis 115, haben folgende Abmessungen:

Dmr. des Hochdruckzylinders	305 mm
» » Niederdruckzylinders	510 »
» der Luftpumpenzylinder	2 × 760 »
gemeinsamer Hub	450 »

Das Neue hierbei besteht darin, daß der Hochdruckzylinder mit einem Kolbenschieber ausgerüstet ist, während der Niederdruckzylinder einen Flachschieber hat. Am Niederdruckzylinder ist die Simplexsteuerung angebracht; die Uebertragung nach dem Hochdruckschieber bewirkt ein außen liegender Doppelhebel. Die Verwendung des Kolbenschiebers für den Hochdruckzylinder macht diese Pumpenbauart besonders für hochgespannten Dampf geeignet. Der Dampfverbrauch für die Verbundanordnung ist um annähernd 30 vH geringer als für einfache Dampfdehnung.

Der Blake-Pumpen-Co. ist die in Fig. 116 bis 118 dargestellte doppeltwirkende zweistufige Luftpumpe ohne Saugventil patentiert worden.

Die Abmessungen betragen:

Dmr. des Hochdruckzylinders	230 mm
» » Niederdruckzylinders	360 »
» der Pumpenzylinder	530 »
gemeinsamer Hub	330 »

Der Kolben ist wie bei der Bailey-Luftpumpe ausgebildet. Der Sauganschluß befindet sich in der Mitte des Pumpenzylinders. Die oberen Druckventile sind federbelastete Plattenventile, die unteren biegsame Gummiventile.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 4. Dezember 1905.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 8. November 1905.

Vorsitzender: Hr. Wolters. Schriftführer: Hr. Sommerfeld.

Anwesend 72 Mitglieder.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten spricht Hr. Bräuler über den Bau des Simplontunnels in wirtschaftlicher und technischer Hinsicht. In römischer Zeit wurde das große Verkehrshindernis der Alpen nur auf wenigen Pässen mühsam überwunden. Erwähnt werden der Große und der Kleine St. Bernhard, welch letzterer von Hannibal benutzt worden ist, und namentlich der durch seine geringe Höhe (1362 m) ausgezeichnete Brennerpaß. Eine sehr beschwerliche Straße über den St. Gotthard wird zum erstenmal 1293 genannt.

Als der Verkehr wuchs und namentlich, als der Weltverkehr über das Mittelmeer hinaus sich nach Indien, China usw. ausdehnte, stieg auch die Zahl der benutzten Pässe, und es wurden die bisherigen Saumpfade zu fahrbaren Straßen ausgebaut. Schon 1772 wurde der Uebergang über den Brenner fahrbar gemacht. Die zweite fahrbare Straße wurde 1800 bis 1806 auf Befehl Napoleons über den Simplon hergestellt (Paßhöhe 2010 m). Der Gotthardpaß, der noch 1799 von den Truppen Suwarows mit unsäglichen Mühen und Verlusten erklommen war, wurde 1820 bis 1832, der Splügenübergang 1819 bis 1821 zur Fahrstraße ausgebaut.

Kaum aber waren die wichtigsten Alpenübergänge fahrbar gemacht, so trat mit dem Bau der Eisenbahnen eine neue Wendung im Verkehrswesen ein. Die erste Eisenbahn über die Alpen war die 1846 bis 1853 erbaute Semmeringbahn (Paßhöhe 980 m, Tunnelhöhe 895 m, Tunnellänge 1430 m). Mit glücklichem Griff hatte man bei dieser Bahn sogleich diejenige stärkste Steigung 25:1000 gewählt, an der man auch heute bei Gebirgsbahnen im großen und ganzen festhält. Daß die Frage der Gebirgsbahnen ganz wesentlich eine Frage des Maschinenbaues ist, dürfte dem Techniker bekannt sein. Auch in der Ausbildung der Maschinen war das Unternehmen der Semmeringbahn vorbildlich; die Semmeringlokomotive als erste Gebirgslokomotive bezeichnet einen wichtigen Abschnitt in der Geschichte des Eisenbahnwesens.

Die nächste Alpenbahn war ebenfalls eine österreichische: die 1867 eröffnete Brennerbahn (Scheitelhöhe 1367 m, ohne Scheiteltunnel). Ihr folgte 1871 die schon 1857 begonnene Mt. Cenis-Bahn mit dem ersten langen Alpentunnel von 12830 m und einer Scheitelhöhe von 1295 m. Dieses Werk lieferte die ersten Erfahrungen im Bau langer Alpentunnel unter Verwendung von Gesteinbohrmaschinen. Durch letztere wurde die ursprünglich in Aussicht genommene Bauzeit des Tunnels (23 Jahre) auf etwa die Hälfte abgekürzt.

Durch die genannten Bahnbauten war die Schweiz zunächst umgangen, obwohl sie als Hochburg des Alpengebietes ein besonderes Interesse an dem Alpenverkehr hatte. Die Gründe für die Rückständigkeit der Schweiz im Eisenbahnwesen lagen in politischen Verhältnissen, den kantonalen Eifersüchteleien, die ihr Ende erst mit der Einführung der neuen Bundesverfassung von 1848 und dem bald darauf erfolgten Erlaß eines Bundesgesetzes (1852) über den Bau und Betrieb von Eisenbahnen nahmen. Um jene Zeit bildeten sich mehrere Eisenbahngesellschaften zunächst für den Bau und Betrieb von Eisenbahnen in den günstigeren Landesteilen, doch wurden auch verschiedene Bahnbauten in schwierigerem Gelände ins Auge gefaßt, so namentlich auf Betreiben des schweizerischen Ingenieurs La Nicca die Ueberschienung des Lukmanierpasses (1917 m hoch), die aber nicht zur Ausführung kam.

Um über die Ausführbarkeit solcher Pläne und über den Betrieb von Gebirgsbahnen ins klare zu kommen, wandten sich die Schweizer nach dem Vaterland der Eisenbahnen, nach England, wo damals noch Stephenson selbst wirkte. Die Auskunft, die sie erhielten, war nicht sehr ermutigend: alle Steigungen, die 1:60 übertrafen, sollten mit Seilbetrieb versehen werden. Diese Auskunft stand indessen nicht mehr auf der Höhe der Zeit, da man bereits beim Semmering Steigungen von 1:40 ohne Seilbetrieb überwunden hatte. Maßgebend war sodann für die Schweizer Pläne die Frage des Baues ungewöhnlich langer Tunnel und die Entwicklung der Gesteinbohrmaschinen, welche namentlich durch den Bau des Mt. Cenis-Tunnels gefördert wurde.

Der Gedanke der Gesteinbohrmaschine scheint zuerst von dem belgischen Ingenieur Maus gefaßt zu sein. Aber erst die Bemühungen von Collandon, Sommeiller, Grattoni und Grandio führten zum Ziel. Die durch Druckluft betriebene Stoßbohrmaschine Sommeillers arbeitete von 1861 ab im Mt. Cenis-Tunnel.

Der Simplon-Plan trat, fast gleichzeitig mit dem Mt. Cenis-Entwurf, im Jahr 1853 auf. Es waren aber nicht schweizerische, sondern französische Finanzleute, die eine Konzession von der Schweiz erwarben und eine Eisenbahngesellschaft unter dem Namen Ligne d'Italie gründeten. Während indes diese Gesellschaft keinen Ernst machte und ihre Konzession nur erworben zu haben schien, um sie später anderweitig zu verwerten, regte sich nun die Schweiz energischer; denn sie mußte angesichts des Baues der Brennerbahn und der raschen Fortschritte des Mt. Cenis-Tunnels fürchten, daß der internationale Verkehr ganz von ihrem Gebiet abgelenkt würde.

Neben der schon genannten Lukmanierlinie trat jetzt der Gotthard-Plan auf. Jene Linie hatte die geringere Paßhöhe (1917 m gegen 2114 m) für sich und lag im Interesse der Ostschweiz, hatte aber für den internationalen, namentlich den englischen Verkehr den Uebelstand, daß sie vom Ostufer des Bodensees auslief und Italien nur auf einem Umweg erreichte. Deshalb spielte die Mittelschweiz und namentlich Luzern den Gotthard-Entwurf dagegen aus, der 1863 ebenfalls fertig ausgearbeitet vorlag. Die Westschweiz und die Simplon-Interessenten, also insbesondere die Ligne d'Italie, hatten den Wettbewerb des Gotthard-Entwurfes mehr zu fürchten und traten daher für den Lukmanier ein.

Die Entscheidung für den Gotthard gaben die vom Ausland, auch von Deutschland, gezahlten erheblichen Geldunterstützungen. In der Ostschweiz sah man nun weiterhin vom Bau derartiger Hauptbahnen ab und beschränkte sich auf Schmalspurbauten (z. B. in jüngster Zeit die Albulabahn). Dagegen wurde der Westschweiz gewissermaßen als Schmerzensgeld für die Gotthardbahn vom Bund eine Beihülfe von 4,5 Mill. frs für den Fall zugesichert, daß die Simplonbahn doch noch ausgeführt werden würde.

Zunächst schien hierzu wenig Aussicht zu sein, da sich die Ligne d'Italie 1865 für zahlungsunfähig erklärte. Sie wurde unter staatlicher Fürsorge als Simplonbahn-Gesellschaft saniert und ging später auf die große Jura-Simplon-Eisenbahn-Gesellschaft über, die jetzt etwa ein Drittel des gesamten Schweizer Eisenbahnnetzes in sich vereinigt. Auch diese sah sich veranlaßt, ausländische Unterstützung nachzusuchen, wobei Italien und Frankreich in Betracht kamen. Italien verstand sich nach einigem Sträuben dazu, für 99 Jahre eine Mindesteinnahme

von 3000 frs/km zu gewährleisten und eine Anschlußlinie auf italienischem Gebiet von Domo d'Ossola aus herzustellen. In Frankreich fürchtete man ebenfalls den Wettbewerb der Gotthardbahn und brachte daher, namentlich auf Betreiben von Gambetta, dem Simplon-Bau Wohlwollen entgegen. Die Kammer beschloß 1874 eine Beihülfe von 48, später von 50 Mill. frs für den Simplon-Bau; doch gab die Regierung dem keine Folge. In der Tat fehlt es in Frankreich auch nicht an Gegnern der Simplonlinie. Namentlich die große Paris-Lyon-Mittelmeer-Eisenbahn-Gesellschaft befürchtete davon einen Abbruch ihres eigenen Verkehrs und eine zu frühe Ablenkung des internationalen Verkehrs vom französischen Boden.

Es ist nicht unwahrscheinlich, daß die französische Verkehrspolitik einen Gegenzug gegen die Eröffnung der Simplonlinie tun wird, indem sie versucht, den Verkehr vom Norduter des Genfer Sees (Lausanne) über Genf auf das französische Südufer zu verlegen. Dazu würde eine Durchbohrung des Faucille-Passes im Jura nötig sein; die neue Linie würde bis St. Maurice in Savoyen auf französischem Boden bleiben und dann Anschluß an die bestehende Jura-Simplon-Bahn nehmen. Allerdings würde die Anlage nach diesem Plan teuer werden und viele Tunnelbauten nötig machen.

Lehrreich für das Interesse verschiedener Länder an der Simplonbahn ist die folgende Zusammenstellung der reinen Fahrzeiten von Paris nach Mailand:

1) geplante Faucille-Linie . . . . 14 st 30 min
2) jetzige Linie Paris-Lausanne-Simplon . . . 15 » 45 »
3) Paris-Gotthard . . . . 16 » 0 »
4) Paris-Lötschberg-Simplon (geplant) . . . . 16 » 55 »
5) Paris-Mt. Cenis . . . . 17 » 10 »

Diese Zusammenstellung zeigt die Ueberlegenheit der Faucille-Linie gegenüber der jetzigen Simplon-Linie, ferner die Ueberlegenheit der Simplon-Linie gegenüber der Mt. Cenis-Bahn, endlich die ungefähre Gleichwertigkeit der Simplon- und der Gotthard-Strecke. Was insbesondere den internationalen Gotthardverkehr betrifft, so darf man erwarten, daß er durch den Simplontunnel nicht wesentlich beeinträchtigt werden wird, solange die Franzosen nicht einen kürzeren Zugang zum Simplon schaffen.

Damit hängen die Interessengruppierung der verschiedenen Länder am Simplonwerk und die von ihnen gezahlte Beihülfe zusammen.

Die Schweiz und Italien haben einen Verkehrszuwachs zu gewärtigen und zahlen Beiträge; zu dem des Schweizer Bundes von 4,5 Millionen kommt ein solcher der Kantone und Städte von 10,5 Mill. frs. Frankreich und Deutschland erwarten keinen Verkehrszuwachs, eher einen Abbruch, und zahlen nichts; England genießt Verkehrserleichterungen nach Italien, zahlt aber nichts.

In Kürze mögen noch zwei weitere Schweizer Bahnpläne erwähnt werden, die an den Simplon-Bau anschließen. Erstens plant man eine Verbindung des Thuner Sees mit dem Rhonetal, die im Kandertal aufsteigt und den Lötschenpaß untertunnelt (s. in der obigen Zusammenstellung unter 4). Sodann ist eine elektrische Bahn von Meiringen nach Gletsch mit 6 vH höchster Steigung bereits genehmigt; diese würde von da nach Brieg im Rhonetal weitergeführt werden und mit beschleunigten Zügen die Strecke Meiringen-Brieg in $2^1/_4$ st nehmen.

Der Vortragende wendet sich dann den technischen Einzelheiten des Baues des Simplontunnels zu[1]).

Eingegangen 20. November 1905.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 9. November 1905.

Vorsitzender: Hr. Kullmann. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 37 Mitglieder und 5 Gäste.

Hr. Bogatsch berichtet über ein Rundschreiben des Deutschen Techniker-Verbandes betr. den Dienstvertrag der technischen Angestellten. Die Versammlung beschließt, die Angelegenheit dem Hauptverein zu überweisen.

Darauf spricht Hr. v. Paller über den **Antriebmechanismus und die Bereifung von Automobilen.**

Er erläutert eine Reihe von Uebersetzungseinrichtungen, die bei Motorwagen Anwendung finden, und wendet sich alsdann den Luftreifen zu. Er gibt die folgende Zusammenstellung, der beste Beschaffenheit und besonders dicke Laufdecken zugrunde gelegt sind. Ferner ist zu bemerken, daß die Profile 65 und 85 mm für Räder von 800 mm, die übrigen für solche von 900 mm Dmr. berechnet sind.

[1]) s. Z. 1902 S. 1731; 1904 S. 1633.

Profil	Höchstgeschwindigkeit	Druck auf 1 Rad	Luftpressung	Preis von einem Mantel und einem Schlauch
mm	km/st	kg	at	ℳ
65	40	200	3,5 bis 4	120
85	45	300	3,5 » 5	140
90	60	400	5 bis 6,5	200
100	65	450		230
105	75	500		250
120	85	550	6 » 7	270
125	90	650		320
135	100	800	7 » 8	360
150	über 105	1000		530

Man erkennt, daß die Bereifung für große schwere Wagen sehr teuer ist. Trotzdem gibt es nichts Besseres als den Luftreifen, und der volle Gummireifen ist, wenn er von guter Beschaffenheit sein soll, noch teurer. Eisenbereifte Räder geben bei lehmiger oder vereister Straße nicht genug Adhäsion. Die Luftreifen schützen wegen ihrer Elastizität das ganze Fahrzeug mit der maschinellen Einrichtung am besten gegen Erschütterungen. Trotzdem haben sie noch viele Mängel. Für bedauerlich hält es der Redner, daß die Befestigungsart der Laufdecken von den Fahrrädern auf die Motorwagen übernommen worden ist. Denn was für einen Fahrradreifen, der kaum $1^1/_2$ at Spannung auszuhalten hat, gut ist, paßt nicht für einen Automobilreifen mit 5 bis 8 at. Einerseits soll der Wulst der Laufdecke stramm in den Felgenrand passen, damit der Reifen bei seitlichem Druck in Kurven nicht herausspringen kann. Anderseits soll sich der Wulst bei Reparaturen wieder leicht aus dem Felgenrande herausziehen lassen. Diese beiden verschiedenen Anforderungen enthalten einen Widerspruch, und in der Tat ist das Abnehmen schwerer Bereifung eine sehr mühselige, zeitraubende Arbeit. Um diesem Uebelstand abzuhelfen, sind verschiedene Konstruktionen zweiteiliger Felgen erfunden worden. Eine der ersten und wohl die verbreitetste ist die Felge der Mitteldeutschen Gummiwarenfabrik Louis Peter in Frankfurt a/M. Sie hat einen abnehmbaren Rand, der sich mittels einer Schraube mit Rechts- und Linksgewinde in wenigen Minuten abnehmen und aufsetzen läßt. Eine neue Verbesserung hierzu ist der Petersche Simplexreifen, der keinen Wulst, sondern nur zwei Drahteinlagen besitzt.

Darauf bespricht der Vortragende die Verletzungen von Reifen und ihre Ausbesserung. Durch das Platzen werden viele Unglücksfälle verursacht, da der Wagenlenker oft die Besonnenheit verliert und es versäumt, die plötzlichen Schwankungen des Wagens mit der Steuerung auszugleichen. Ein weiterer Uebelstand, das Gleiten bei glatter oder nasser Straße, wird auch vielfach den Luftreifen zugeschrieben. Nach Ansicht des Redners ist aber diese Erscheinung, die sich nur bei den Hinterrädern, wenn sie Triebräder sind, zeigt, auf ein Drehmoment zurückzuführen, das dadurch verursacht wird, daß der Schwerpunkt außerhalb der Mittellinie des Fahrzeuges liegt. Als bestes Mittel dagegen gebe man den Luftreifen eine Decke mit Stahlnägelköpfen, die auf einem Lederbande befestigt sind. Solche Reifen beeinträchtigen aber die Geschwindigkeit des Fahrzeuges. Die Gummireifen werden bei nasser Witterung von spitzen Steinen und dergl. mehr angegriffen als bei trockener. Weitaus am größten aber ist die Abnutzung der Gummireifen durch die Wärme, die infolge des Walkens beim Fahren entsteht. Die Reifen von Rennfahrzeugen werden oft so heiß, daß sich der Gummi vollständig deformiert.

Fahrzeuge von über 600 kg Druck auf eine Achse und einer Durchschnittsfahrgeschwindigkeit von mehr als 60 km/st machen unter günstigen Verhältnissen doppelt soviel Unkosten für die Erneuerung der Radreifen wie für Benzinverbrauch. Ein rascher Wagen hat von Köln nach München in 2 Tagen Fahrzeit für 1400 ℳ Laufdecken gebraucht; das kostet die Fahrt im Orient-Expreßzug bei weitem nicht. Ebenso haben beim diesjährigen Gordon-Bennett-Rennen manche Fahrer die Reifen vier- bis fünfmal ersetzen müssen. Selbst der beste Luftreifen wird durch das Alter, auch ohne daß er benutzt wird, schlechter: er steht ab. Man kann annehmen, daß jeder Motorwagen bei dem raschen Emporblühen dieser Industrie in drei Jahren durch neue, verbesserte Modelle um 50 vH entwertet ist, und ebenso, daß der Gummi in drei Jahren durch Abstehen unbrauchbar wird. Die Erhaltung eines 40- bis 60pferdigen Luxuswagens kann im Jahre sehr wohl 8 bis 10 000 ℳ kosten. Der leichte, billige, zweisitzige Motorwagen hat jedoch alle diese Unannehmlichkeiten nicht. Er nimmt

weniger Raum ein, verbraucht weniger Benzin und weniger Gummireifen und ist, da seine Konstruktion einfacher, weniger Reparaturen unterworfen. Nach Ansicht des Redners läßt sich heute schon ein kleiner Wagen als Massenartikel so billig herstellen, daß er für 2000 *M* verkauft werden kann. Dieser Wagen wird ein Volksverkehrsmittel von ganz ungeahnter Bedeutung werden, und nicht dem großen, schweren Luxuswagen, sondern dem kleinen billigen, aber doch raschen Zweisitzer gehört die Zukunft.

In dem sich anschließenden Meinungsaustausch gibt der Vortragende auf verschiedene Fragen an, daß die Firmen Ruppe & Sohn in Apolda und die Viktoria-Werke A.-G. in Nürnberg, kleine billige Motorwagen bauen. Hinsichtlich der Betriebskosten eines solchen Wagens für 2000 *M* bemerkt er, daß der Benzinverbrauch von der Belastung abhängt; für einen 2sitzigen Wagen könne man etwa 3 Pfg/km rechnen; allerdings seien die Kosten für den Gummiverbrauch höher. Die Luftreifen werden durch die Schienen der Straßenbahnen nicht abgenutzt, wohl aber volle Gummireifen. Auf eine Anfrage teilt er mit, daß bei Reibgetrieben das glatt gewordene Leder besser läuft als das neue rauhe Leder. Hr. Gercke spricht die Ansicht aus, daß das Schleudern der Wagen auch auf die Wirkung des Differentialgetriebes zurückgeführt werden könne, wenn die beiden Triebräder verschiedene Fahrwiderstände finden. Hr. v. Paller bestätigt das; doch hält er diese Erklärung nicht für ausreichend, da Wagen ohne Differentialgetriebe ebenfalls schleudern.

Darauf berichtet Hr. H. Zimmermann über die Würzburger und Hamburger Normen 1905, die Absicht der preußischen Regierung, diese als behördliche Vorschriften für die neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln festzulegen, und die Stellungnahme des Bezirksvereines dazu[1]).

Die hauptsächlichsten Aenderungen der neuen Würzburger und Hamburger Normen gegenüber den früheren Normen sind folgende: Bei den Würzburger Normen ist, wenn man von Schweißeisen, das für Dampfkessel fast nicht mehr verwendet wird, absieht, zum erstenmal außer dem im Flammofen hergestellten Siemens-Martin-Flußeisen auch das in der Thomasbirne erzeugte basische Thomaseisen zugelassen. Allerdings ist bei Verwendung von Thomaseisen eine Prüfung sämtlicher Bleche verlangt. Auch wird das Thomaseisen mit einem besondern Stempel versehen (mit T statt mit F). Ferner gibt es in Zukunft für Landkessel nur noch 2 Blechsorten, und zwar Feuerblech (Fl) von 34 bis 40 kg/qmm Festigkeit und mindestens 25 vH Dehnung, Qualitätziffer 62, und Mantelblech (E2) bis 50 kg/qmm Festigkeit und von entsprechender Dehnung, die in einer besondern Zusammenstellung festgelegt ist. Ausnahmsweise können für Schiffskessel auch Feuerbleche bis 46 kg/qmm und Mantelbleche von höherer als der angegebenen Festigkeit zugelassen werden, entsprechende Dehnung vorausgesetzt. Mantelblech darf in Zukunft nur zu solchen Teilen zylindrischer Kesselmäntel verwendet werden, die mit den Feuergasen nicht in Berührung kommen (Mäntel von Schiffskesseln, Lokomotiven, Lokomobilen, stehenden, nicht eingemauerten Kesseln, nicht geheizten Oberkesseln von Wasserrohrkesseln). Es wird also in Zukunft in der Hauptsache für die Landkessel nur noch eine einzige Blechsorte geben, das Feuerblech. Die Arten der Proben sind in der Hauptsache dieselben geblieben.

Als Hauptänderung der Hamburger Normen ist folgendes anzuführen: Bei der Berechnung der Blechdicken zylindrischer Dampfkesselwandungen mit innerem Druck ist in Zukunft eine Festigkeit von 36 kg/qmm bei Flußeisen-Feuerblech anzunehmen, gleichgültig, ob die Festigkeit des Materials 34 oder 40 kg/qmm beträgt. Für Flußeisen-Mantelblech ist die vom Erbauer anzugebende Mindestfestigkeit einzusetzen. Bei Bemessung des Sicherheitsgrades ist für handgenietete und maschinengenietete Nähte ein Unterschied vorgesehen. Der Sicherheitsgrad beträgt bei handgenieteten Nähten, wenn sie überlappt oder einseitig gelascht sind, 4,75, bei doppeltgelaschten 4,25, bei maschinengenieteten überlappten oder einseitig gelaschten Nähten 4,5, bei doppeltgelaschten 4.

Weitere Aenderungen betreffend die Beanspruchung der Nietquerschnitte bei Laschennietungen, die Verankerung von ebenen Rohrböden usw. sind zwar nicht weniger wichtig, doch glaubt der Vortragende, in Anbetracht der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit nicht näher darauf eingehen zu sollen.

Bekanntlich wird beabsichtigt, durch den Bundesrat neue allgemeine polizeiliche Bestimmungen für die Anlegung von Dampfkesseln zu erlassen. Die Angelegenheit spielt schon seit mehreren Jahren, und der vom preußischen Handelsminister ausgearbeitete neue Entwurf wurde u. a. auch dem Verein deutscher Ingenieure zur Begutachtung und zur Meinungsäußerung zugestellt. Wie erinnerlich, fanden Beratungen über diese Vorschriften in den Bezirksvereinen statt, und auch der Fränkisch-Oberpfälzische Bezirksverein hat sich eingehend mit der Sache befaßt. Schließlich wurden die Aeußerungen der Bezirksvereine in Berlin durch einen Sachverständigen-Ausschuß, bestehend aus den Vertretern der einzelnen Bezirksvereine, am 20. und 21. Januar 1904 nochmals beraten[1]). Der Verein deutscher Ingenieure ist dabei auf grundsätzliche Aenderungen gekommen und hat in seiner Eingabe an den preußischen Minister für Handel und Gewerbe vom 6. April 1904[2]) eine Reihe von Aenderungen in dem Entwurf in Vorschlag gebracht.

Der Verein hat empfohlen, in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen nur solche Vorschriften aufzunehmen, welche voraussichtlich auf längere Zeit hinaus Geltung behalten, also die den Fortschritten der Wissenschaft und Technik unterworfenen Bestimmungen nicht behördlicherseits festzulegen, so daß man jederzeit diesen Fortschritten gerecht werden kann, ohne daß die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen geändert, und ohne daß der Bundesrat und eine Reihe von Behörden in Anspruch genommen werden müssen. In der Hauptsache handelte es sich um Absatz 3, 4, 5, 6 und 7 des Entwurfes, worin folgendes verlangt war: Die zu den Wandungen der Dampfkessel benutzten Baustoffe müssen durch amtlich anerkannte Sachverständige geprüft und geeignet befunden worden sein. Die Wandungen neuer Dampfkessel sind so zu bemessen, daß die Zugspannung des Bleches an der schwächsten Stelle nicht mehr als $^1/_5$ der Zugfestigkeit des Baustoffes beträgt. Bei Anwendung doppeltgelaschter Längsnähte ist eine Beanspruchung bis zu $\frac{1}{4,5}$ der Zugfestigkeit gestattet. Glatte Flammrohre müssen mit geeigneter Verstärkung versehen werden, falls nicht die Quernähte vermöge ihrer Bauart bereits wirksame Versteifungen bilden. Mannlochausschnitte müssen bei neuen Kesseln in der Regel eine Breite von 30 auf 40 cm haben. Die Ränder der Mannloch- und sonstigen Ausschnitte sind stets dann wirksam zu versteifen, wenn durch das Einschneiden der Löcher eine unzulässige Schwächung des Bleches gegenüber dem beabsichtigten Druck eintritt usw. Ebene Kesselwandungen und gewölbte Kesselböden mit äußerem Druck müssen genügend verankert werden. Die Bördelung der Röhren allein gilt nicht als ausreichende Verankerung.

Diese und andre Einzelbestimmungen sollten nach Vorschlag des Vereines fallen gelassen werden und dafür an die Spitze der Vorschriften folgende Bestimmung kommen: »Jeder neue Kessel muß in bezug auf Baustoff, Ausführung und Ausrüstung den anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen. Als solche anerkannte Regeln der Wissenschaft und Technik gelten die Vorschriften der Würzburger und Hamburger Normen, sowie des Germanischen Lloyd.«

Auf Grund der Eingabe des Vereines wurde seitens des preußischen Handelsministeriums ein neuer Entwurf ausgearbeitet, welcher die Vorschläge des Vereines deutscher Ingenieure teilweise berücksichtigt hat, und zwar hauptsächlich in technischen Einzelheiten und in der Wortfassung. Dagegen geht er in einer Reihe von wichtigen allgemeinen Bedingungen nicht auf die Vorschläge des Vereines ein.

Der neue Entwurf enthält unter andern unannehmbaren Bestimmungen auch folgende: »Der Baustoff und die Ausführung der Dampfkessel müssen durch amtlich anerkannte Sachverständige nach amtlich anerkannten Regeln der Technik geprüft werden.« Der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure hat nun in seiner Eingabe an den Reichskanzler vom 12. Oktober 1904[3]) geäußert, daß er diese Bestimmung nicht gutzuheißen vermöge, daß er sich vielmehr ganz entschieden gegen amtlich anerkannte Regeln der Technik aussprechen und daran festhalten müsse, daß in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen der oben schon angeführte Satz mit der einen Abänderung aufgenommen werde, daß in dem zweiten Absatz das Wort »zurzeit« eingefügt werde. Dann würde der zweite Absatz lauten: »Als solche anerkannte Regeln der Wissenschaft und Technik gelten zurzeit die Vorschriften der Würzburger und Hamburger Normen sowie des Germanischen Lloyd.« Durch die Einschaltung des Wortes »zurzeit« sollen die Bedenken, welche seitens der Sachverständigen gegen amtlich anerkannte Regeln der Technik übereinstimmend geäußert worden waren, noch deutlicher zum Ausdruck gebracht werden als in der früheren Fassung. Der Vorstand des Gesamtvereines hat sich gegenüber dem preußischen Handelsminister dagegen ausgesprochen,

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1958, 1967.

[1]) s. Z. 1904 S. 776.
[2]) s. Z. 1904 S. 1750.
[3]) s. Z. 1904 S. 835.

daß die technischen Einzelheiten, welche in den Würzburger und Hamburger Normen sowie in den Vorschriften des Germanischen Lloyd behandelt werden, behördlicherseits, also gesetzlich, festgelegt werden. Auch eine Reihe andrer Sachverständiger und eine Anzahl technischer Hochschulen haben sich in diesem Sinn ausgesprochen.

Wie aus den Aeußerungen des Vertreters des preußischen Handelsministers auf der Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine in Kassel hervorgeht, beabsichtigt das Ministerium, dahin zu wirken, daß in die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlage von Dampfkesseln die Vorschrift aufgenommen wird: »Als anerkannte Regeln der Technik sollen die Würzburger und Hamburger Normen 1905 und die Vorschriften des Germanischen Lloyd 1905 gelten.«

Die Würzburger und Hamburger Normen, welche seit ihrer Entstehung immer größere Anerkennung innerhalb und außerhalb Deutschlands gefunden haben, wurden bisher lediglich als allgemeine Richtschnur, nicht aber als starres Gesetz angewendet, besonders da der Verband der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine und die zeitweise zugezogenen Sachverständigen aus dem Stand der Dampfkesselfabrikanten und Blechwalzwerke ständig bemüht waren, die Normen fortlaufend den Fortschritten in der wissenschaftlichen Erkenntnis und in der Technik der Blecherzeugung und Kesselherstellung sowie den sich stetig mehrenden Erfahrungen im Betrieb der Dampfkessel anzupassen. Es würde also bei einer behördlichen Festlegung der Normen der bisher verfolgte Zweck der Normen vollständig vereitelt werden. Die Normen ändern sich, wie bereits oben erwähnt, in verhältnismäßig kurzen Zeiträumen dem jeweiligen Stand der Technik und Wissenschaft entsprechend. Die jeweiligen neuesten Normen könnten also bei dem Bau der Dampfkessel nicht beachtet und verwertet werden, da ja erst der langwierige Weg der Gesetzesänderung beschritten werden müßte, falls die Festlegung der Normen in der Fassung des Jahres 1905 im Dampfkesselgesetz beschlossen würde.

Diese Festlegung würde eine noch viel weiter gehende Bindung herbeiführen, als im ersten Entwurf des Handelsministeriums enthalten war. Wir müssen uns nun ganz entschieden dagegen aussprechen, daß eine gesetzliche Festlegung auf die Normen 1905 stattfindet. Eine solche Festlegung wäre das Gegenteil von dem, was bisher von uns, vom Verein deutscher Ingenieure und von der Industrie gewünscht worden ist.

Es ist vielleicht hier von Interesse, zu prüfen, wie die neuesten Würzburger und Hamburger Normen 1905 zustande gekommen sind. Die Abänderungen der bisherigen Normen waren teils durch einen Antrag des Verbandes deutscher Grobblechwalzwerke veranlaßt, teils durch den vom Verein deutscher Ingenieure anläßlich der immer noch nicht abgeschlossenen Verhandlungen über die Abänderung der reichspolizeilichen Dampfkesselbestimmungen ausgesprochenen und dann von der preußischen Regierung übernommenen Wunsch nach einer Verschmelzung der Normen mit den Vorschriften des Germanischen Lloyd. Der Zweck der Aenderungen war, alle Bestimmungen für Dampfkessel irgend welcher Art innerhalb des Deutschen Reiches möglichst einheitlich zu gestalten. Damit kamen zwei neue Interessenvertreter in die Beratungen der Normen: der Germanische Lloyd und einzelne deutsche Regierungen, besonders die preußische.

Nach den entsprechenden Vorarbeiten und Vorberatungen wurden am 17. und 18. Februar 1905 in einer außerordentlichen Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine in Amsterdam die neuen Normen durchberaten. Auf dieser Versammlung waren die Vereine recht unvollständig vertreten; es fehlten diejenigen aus Frankreich, Belgien, Schweiz, Italien und Rußland; dagegen waren 26 preußische Vereine, je ein bayerischer, württembergischer, badischer, braunschweigischer und oesterreichischer Verein, sowie die schwedischen Vereine vertreten. Unter der lebhaften Mitwirkung des ferner anwesenden Vertreters des preußischen Handelsministeriums wurden in Amsterdam Beschlüsse gefaßt, die den Wünschen des preußischen Handelsministeriums entsprachen, da die große Mehrheit der preußischen Vereine in diesem Sinne stimmte. Dabei wurde manche wichtige Frage durch Abstimmen entschieden, was bei rein technischen Dingen immerhin eine mißliche, noch dazu vom Zufall abhängige Sache ist. Im vorliegenden Falle dürfte das Ergebnis dieses Verfahrens der Durchführung der neuen Normen außerhalb Deutschlands in manchen Stücken nachteilig sein. Von dem aus 7 Sachverständigen bestehenden technischen Ausschuß des Internationalen Verbandes wurden in der darauf folgenden Verbandsversammlung 1905 in Kassel eine Anzahl Anträge auf Abänderung der kurz vorher in Amsterdam gefaßten Beschlüsse vorgelegt. Die Mehrheit, und zwar waren es hauptsächlich die preußischen Vereine, entschloß sich aber, sachliche Aenderungen jetzt nicht vorzunehmen, sondern auf später zu verschieben. Die neue Auflage enthält demgemäß die unter Mitwirkung der preußischen und der Hamburger Regierung sowie des Germanischen Lloyd beschlossenen Normen.

Eine ganze Anzahl von Sachverständigen und Kesselüberwachungsvereinen, besonders auch solche, die den Verhandlungen in Amsterdam nicht beiwohnen konnten, haben die Erklärung abgegeben, daß die unter der Einwirkung der preußischen Regierung neu beschlossenen Normen nicht diejenige technische Vollkommenheit besitzen, welche notwendig wäre, wenn sie auf einige Zeit als unabänderlich angesehen werden sollen. Es werden daher von einer Reihe von Vereinen die in Amsterdam beschlossenen Hamburger und Würzburger Normen überhaupt nicht als anerkannte Regeln der Technik und Wissenschaft angesehen, welche Voraussetzung sie erfüllen müßten, um zu behördlichen Vorschriften erhoben zu werden. Auch nichtdeutsche Mitglieder des Internationalen Verbandes haben erklärt, daß außerhalb Deutschlands die Normen 1905 keine Aussicht haben, allgemeine Anerkennung zu finden. Es erscheint endlich zweckmäßig, bei dieser Gelegenheit festzustellen, daß der Internationale Verband sich niemals dafür ausgesprochen hat, daß irgend eine Regierung seine Normen anerkenne und ihnen behördliche Geltung verleihe. Bei dem internationalen Gepräge dieses Verbandes kann dies auch kaum anders sein. Der Verband hat immer nur den Meinungsaustausch freier Sachverständiger gewünscht, niemals aber eine Festlegung oder eine Bindung seiner Normen auf längere Zeit hinaus beabsichtigt.

Der Redner berichtet ferner über eine Anzahl von Gutachten und Erklärungen von Dampfkessel-Ueberwachungsvereinen, sowie über die vom Technischen Ausschuß des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine bereits jetzt als erforderlich bezeichneten Aenderungen der Normen von 1905, die bereits an andrer Stelle[1]) veröffentlicht sind.

Er zieht daraus den Schluß, daß die unter der Mitwirkung der preußischen Regierung entstandenen Normen nicht das, was sie sein sollen, nämlich anerkannte Regeln der Wissenschaft und Technik, sind, und empfiehlt daher, unter keinen Umständen diese Normen in dem neuen Dampfkesselgesetz auf lange Zeit hinaus gesetzlich festlegen zu lassen. Seitens des Hauptvereines ist bereits bei den maßgebenden Stellen in Berlin das Erforderliche eingeleitet worden, um dies zu verhindern; es dürfte sich daher für den Bezirksverein erübrigen, nochmals durch den Gesamtverein vorzugehen. Der Berichterstatter beantragt aber, gemeinschaftlich mit dem Bayerischen und dem Augsburger Bezirksverein bei der bayerischen Staatsregierung dahin vorstellig zu werden, daß diese im Bundesrat gegen die Absicht der preußischen Regierung Stellung nehmen möchte, die Würzburger und Hamburger Normen von 1905 als behördliche Vorschriften für die neuen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln festzulegen.

Dieser Antrag wird einstimmig angenommen.

Eingegangen 30. November 1905.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 3. November 1905.
Vorsitzender: Hr. Knoevenagel.
Schriftführer: Hr. Fehrenberg.
Anwesend 57 Mitglieder und 15 Gäste.

Hr. Rein hält einen Vortrag: Welche Gesichtspunkte sind bei dem Bau von Schmelzöfen für Metall und Eisen zu beachten?

Seine Ausführungen gelten hauptsächlich den Kuppelöfen. Nachdem er die chemischen und physikalischen Vorgänge beim Schmelzen besprochen hat, stellt er die folgenden Grundsätze für die Konstruktion eines brauchbaren Schmelzofens auf:

1) Der Abbrand muß möglichst gering ausfallen;
2) das flüssige Eisen darf nicht unnötig lange mit Brennstoff in Berührung bleiben, da es sonst von ihm Schwefel annimmt;
3) die Schlacke muß vom flüssigen Eisen abgesondert werden, aber möglichst lange darauf schwimmen, um es vor Abkühlung zu bewahren und Gase, Schwefelmangan und dergleichen aufnehmen zu können;
4) die Oefen müssen handlich und leicht zu bedienen sein;
5) sie dürfen die Nachbarschaft nicht durch schädliche Gase, Funken usw. gefährden.

[1]) Z. 1905 S. 1960.

Hinsichtlich des ersten Punktes führt der Redner aus, daß man den Abbrand herabsetzen kann, indem man die Schmelzzone niedrig hält, und das läßt sich nur durch genau bemessene Windmengen, die durch schräg nach unten gerichtete Düsen geleitet werden, erzielen. Große und weite Düsen werden daher immer mehr Abbrand geben, da sich die Schmelzzone nach oben hin ausdehnt und der kleine Eisentropfen dann infolge seines längeren Weges durch die Schmelzzone hindurch chemisch und physikalisch verwandelt wird.

Die zum Schmelzen des Eisens nötige Luftmenge muß man der Leistung des Ofens entsprechend berechnen. Dabei ist der Durchmesser des Ofenschachtes zu berücksichtigen. Um 100 kg Eisen zu schmelzen, braucht man den Sauerstoff, der in rd. 80 bis 90 cbm Luft enthalten ist. Führt man mehr Wind in den Ofenschacht, so verbrennen die Koks vor der Schmelzzone und erhöhen sie. Die Menge des zuzuführenden Windes wird durch die Höhe des Winddruckes geregelt. Der Widerstand der Eisen- und Kokssäule ist durch die Erfahrung festzustellen. Berechnet man hiernach die Düsen, so kommt man auf sehr kleine Abmessungen des Düsenspaltes.

Eine niedrig gehaltene Schmelzzone verlangt eine hohe Temperatur, da das Eisen in sehr kurzer Zeit geschmolzen werden muß. Man muß daher auch auf jeden Fall die Koks zu Kohlensäure verbrennen, und das erreicht man durch gute Verteilung und große Geschwindigkeit des Windes. Ein Teil der Kohlensäure wird zwar wieder zu Kohlenoxyd reduziert; da aber die Schmelzzone sehr klein ist, so ist der Verlust auch nicht groß. Vorrichtungen, die bezwecken, Kohlenoxyde durch eine zweite Sauerstoffzuführung vermittels einer zweiten Düsenreihe oberhalb der ersteren wieder zu verbrennen, sind zu verwerfen, da die Schmelzzone hierdurch stets erhöht wird. Eine weitere Ursache des hohen Abbrandes besteht darin, daß sich flüssiges Eisen im Ofen selbst ansammelt. Je höher das Eisen im Ofen steigt, um so mehr wird es auch dem Windstrom ausgesetzt. So bildet sich Eisenoxyd, und außerdem werden kleine Eisenteilchen in die Schlacke geschleudert, wo sie erkalten.

Der Vortragende hebt des weiteren hervor, daß man sich wenn irgend möglich eines Vorherdes beim Kuppelofen bedienen oder, wenn das nach örtlichen Verhältnissen nicht angängig ist, wenigstens einen erweiterten Sammelraum unten im Schmelzofen einbauen soll.

Auch die zweite Forderung, daß das flüssige Eisen nicht unnötig lange mit dem Brennstoff in Berührung bleiben darf, erreicht man durch Anwendung eines Vorherdes. Da die Schlacke ebenfalls nach dem Vorherd abläuft, so verhindert sie infolge ihrer schlechten Wärmeleitung, daß das Eisen sich abkühlt.

Zum Schluß erwähnt der Redner noch einige Anordnungen zu dem Zwecke, die Bedienung des Ofens zu erleichtern, und bespricht die Bestimmungen der Behörden über den Bau von Kuppelofenanlagen. Er ist der Ansicht, daß man lieber eine Gichtflamme dulden soll als Kohlenoxydgas, das durch jede Funkenkammer ungehindert ins Freie gelangt. Um den Funkenauswurf und die Gichtflamme zu verhindern, verlangsamt man die Gasgeschwindigkeit. Dadurch kühlen sich die Gase ab, und das Kohlenoxyd kann nicht zu Kohlensäure verbrennen. Das Kohlenoxyd schlägt sich aber in der Nähe der Ofenanlage nieder und gefährdet die Gesundheit der Menschen. Die Funkenbildung kann man durch Kammern mit eingebautem Wasserbecken leicht verhüten.

In der sich hieran anschließenden Besprechung weist Hr. R. Müller auf die Schädlichkeit der schwefligen Säure hin. Hr. Rein erwidert, daß man diese nur durch einen Gaswäscher beseitigen kann; der aber habe wieder den Nachteil, daß das Kohlenoxyd nicht vernichtet werde. Kohlenoxyd sei aber viel gefährlicher als schweflige Säure. Auf eine Frage über den Zusatz von Aluminium zum Gußeisen, um dichten Guß zu erhalten, antwortet Hr. Rein, daß die kleinen Gießereien im Harze schon seit langer Zeit Aluminium, Zink, Zinn und Blei zusetzen, um das Eisen leichter zum Schmelzen zu bringen; inwieweit jedoch das Aluminium auf die Bildung von Blasen Einfluß hat, sei nicht recht festgestellt.

Hr. Knoevenagel teilt mit, daß die Größe des Abbrandes vielfach überschätzt wird, da sich oft ein großer Teil des Eisens im Formsand wiederfindet. Auf die Dichtheit des Gusses sei auch die Herstellung der Formen von wesentlichem Einfluß.

Hierauf berichtet Hr. Gail über die Tätigkeit des Ausschusses zur Beratung der Denkschrift über die mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen.

Eingegangen 4. Dezember 1905.

Bezirksverein an der Lenne.

Sitzung vom 8. November 1905.

Vorsitzender: Hr. Hase.

Anwesend 35 Mitglieder und 32 Gäste.

Hr. Holzmüller spricht über das Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik in München[1]).

Darauf spricht Hr. Hase über die Urfttalsperre[2]). Der Vortrag ist in Nr. 49 der vom Bezirksverein an der Lenne herausgegebenen Sitzungsberichte veröffentlicht.

Eingegangen 4. Dezember 1905.

Mittelthüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. November 1905.

Vorsitzender: Hr. Baetz.

Anwesend rd. 100 Mitglieder und Gäste.

Hr. Dr. Axmann (Gast) spricht über die Quellen des Lichtes. Das menschliche Auge sieht in den einzelnen Strahlenarten Farben nicht gleich gut; vielmehr kommt es auf ein richtiges Verhältnis der Strahlen zueinander an. Das hat seinen Grund in der eigenartigen Durchlässigkeit einzelner Teile des Sehorganes. Die Hornhaut, die Regenbogenhaut und die Linse lassen die blau-violetten Strahlen weniger leicht zum Hintergrund des Auges gelangen als die rot-grünen, und diese sind vornehmlich geeignet, die Nervenelemente der Netzhaut zu reizen.

Als vor ungefähr 12 Jahren das Gasglühlicht seinen Siegeszug antrat, verschwanden die flackernden Schnittbrenner. Damals trat für das Auge zum erstenmal der Gegensatz zwischen der alten Gewohnheit mehr rötlicher Beleuchtung und dem vorherrschenden Grün-Gelb des Auerstrumpfes in die Erscheinung. Trotz der blendenden Helligkeit des neuen Lichtes erklärten sich Arbeiter in Fabriken mit der ausschließlichen Glühlichtbeleuchtung nicht einverstanden, sondern forderten für den Arbeitsplatz noch eine besondere Lampe, und zwar fand hier der Schnittbrenner wieder Eingang, zumal wenn es sich um feinere Arbeiten handelte.

Nachdem man versucht hatte, den elektrischen Lichtbogen durch kleinere Lichtmengen spendende Lampen auch für Zimmerbeleuchtung annehmbar zu machen, und selbst die sogenannte Liliput-Bogenlampe dieses Ziel nicht erreicht hatte, wandte man sich dem Grundgedanken der Nernstschen Erfindung zu. Der Redner erwähnt sodann die Osmiumlampe und die Tantallampe und bespricht die sogenannten Effektbogenlampen. Er kommt zu dem Schluß, daß es bisher noch nicht gelungen ist, ein dem Sonnenlicht einigermaßen ähnliches Licht zu schaffen.

Des weiteren geht der Vortragende auf die Quecksilberbogenlampe ein. Ihr Licht hat keine günstigen Eigenschaften für das Auge; da Rot ganz fehlt, während Grün mit Blau-Violett stark vorherrscht, ist es unmöglich, gewohnheitsgemäß die Farben zu erkennen. Für allgemeine Beleuchtungszwecke suchte man daher die verlorenen Farben durch Beimischen gewöhnlichen Glühlichtes zu erzeugen, wodurch aber der wirtschaftliche Vorteil verloren ging. Die Photographie hat von den chemisch wirksamen Strahlen der Quecksilberlampe in erster Linie Nutzen gehabt. Auch die Industrie dürfte sich ihrer nach Ansicht des Redners zur Auflösung von Reaktionen bemächtigen, wie z. B. bei Chlorverbindungen, und sie wird die Echtheit gewisser Farbstoffe damit besser als an der Sonne prüfen können. Nicht zuletzt kommt die Medizin in Frage. Hier kann die bakterientötende, hautreizende Wirkung der ultravioletten Wellen teilweise zum Ersatz der Finsen-Behandlung herangezogen werden, vor der sie noch den Vorzug großer Wohlfeilheit, Einfachheit, sehr geringer Wärmeentfaltung und der Anwendung auf ausgedehnte Flächen hat. Die Erfolge in der Behandlung einiger Krankheiten sind denn auch nicht ausgeblieben, und man hat sogar gefunden, daß eine tiefergehende Einwirkung auf das in den Hautgefäßen umlaufende Blut stattfindet, welche Ernährungsstörungen günstig beeinflussen kann.

Am 5. November 1905 fand eine Besichtigung des neu errichteten Hotels »Erfurter Hof« unter Führung des Direktors Hrn. Bremer statt, woran sich rd. 60 Personen beteiligten.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 1947.

[2]) s. Z. 1903 S. 688.

Sitzung vom 18. November 1905.
Vorsitzender: Hr. Rohrbach.
Schriftführer: Hr. Blankenbach.
Anwesend 17 Mitglieder und 5 Gäste.

Hr. J. Bürger berichtet über den Vorschlag des Württembergischen Bezirksvereines in der Frage der amtlichen Ueberwachung von Dampfkesseln[1]). Er kommt zu dem Schluß, daß die Hamburger und Würzburger Normen keineswegs für die Industrie fördernd seien; denn schon in dem Unterschiede zwischen Hand- und Maschinennietung, wie er in den Normen gehandhabt wird, liege eine große Schädigung des Kleingewerbes, so daß dem Beschluß des Württembergischen Bezirksvereines[2]) nur zugestimmt werden könne. Die Versammlung stimmt dem bei.

Darauf wird über das Schreiben des preußischen Ministers für Handel und Gewerbe betreffend amtliche Ueberwachung elektrischer Starkstromanlagen und die zu diesem Zweck zu erlassenden Polizeiverordnungen beraten.

Alsdann berichtet Hr. Rohrbach über das Rundschreiben des Bayerischen Bezirksvereines betreffend die Behandlung wirtschaftlicher Fragen. Die Versammlung faßt einen Beschluß, worin sie sich dem Antrage des Bayerischen Bezirksvereines anschließt.

Eingegangen 30. November 1905.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 6. November 1905.
Vorsitzender: Hr. Benemann.
Anwesend 19 Mitglieder und ein Gast.

Es werden geschäftliche Dinge verhandelt, insbesondere werden die Wahlen zum Vorstand und Vorstandsrat vollzogen.

[1]) s. Z. 1905 S. 2110. [2]) s. Z. 1905 S. 1962.

Schließlich spricht Hr. Lesser über die Entwicklung und Anwendung der Dampfdreschmaschine.

Ausflug nach der Zuckerfabrik Opalenitza am 30. Oktober 1905.
Anwesend 19 Mitglieder.

Die Führung hatte der Leiter der Fabrik Hr. Nord übernommen.

Die Zuckerfabrik Opalenitza ist eine der größten Zuckerfabriken Deutschlands. Sie ist im Jahre 1884 erbaut worden und hat in ihrer ersten Kampagne rd. 5000 Zentner Rüben am Tage verarbeitet. Allmählich wurde sie vergrößert, und jetzt ist sie imstande, in 2 nebeneinander stehenden Fabriken rd. 38000 Zentner Rüben täglich zu verarbeiten. Die Fabrik besitzt in beiden Betrieben zusammen 21 Kessel, davon 11 Stück für 4,5, 7 für 5 und 3 für 7 at Ueberdruck, sowie 25 Dampfmaschinen und Pumpen. Sie beschäftigt während der rd. 3 Monate dauernden Kampagne etwa 700 Arbeiter.

Eingegangen 4. Dezember 1905.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Sitzung vom 10. November 1905 zu Duisburg.
Vorsitzender: Hr. Reusch. Schriftführer: Hr. Weidler.
Anwesend 87 Mitglieder und Gäste.

Die Versammlung beschäftigt sich mit dem Rundschreiben des Bayerischen Bezirksvereines betreffend Behandlung wirtschaftlicher Fragen. Hr. Dieterich (Gast) hält einen Vortrag: Die technische und wirtschaftliche Bedeutung der neueren Massentransporte und den internen Güterverkehr.

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Sprengmittel und Sprengarbeit beim Bau des Simplontunnels. Vortrag, gehalten im Polytechniker-Ingenieurverein am 2. Februar 1905. Von B. Zschokke. Zürich 1905, E. Speidel. 48 S. mit 15 Fig. Preis 2 M.

Kalender für Straßen- und Wasserbau- und Kultur-Ingenieure 1906. 4 Teile. Begründet von A. Rheinhard. Neubearbeitet von R. Scheck. Wiesbaden 1906, J. F. Bergmann. Preis 4 M.

Technisches Auskunftsbuch für das Jahr 1906. Notizen, Tabellen, Regeln, Gesetze, Verordnungen, Preise und Bezugsquellen auf dem Gebiete des Bau- und Ingenieurwesens in alphabetischer Anordnung. 13. Jahrgang. Von H. Joly. Leipzig, K. F. Koehler. 1228 S. 8° mit 124 Fig.

Sewerage and sewage purification. 2. Aufl. Von M. N. Baker. New York 1905, D. van Nostrand Company. 153 S. 16°. Preis 50 Cents.

Kalender für Eisenbahn-Techniker 1906. 33. Jahrgang. 2 Teile. Begründet von Edm. Heusinger v. Waldegg. Neubearbeitet von A. W. Meyer. Wiesbaden 1906, J. F. Bergmann. Preis 4 M.

Die Totengräber unsrer Bedürfnisse unter den Gesetzgebern. Von C. Pieper. Berlin, Hermann Walther G. m. b. H. 30 S. 8°. Preis 1,20 M.

Lehrbuch der Mathematik, für Studierende der Naturwissenschaften und der Technik. Einführung in die Differential- und Integralrechnung und in die analytische Geometrie. Von Dr. G. Scheffers. Leipzig 1905, Veit & Comp. 682 S. 8° mit 344 Fig. Preis 16 M.

Die Hemmungen der Uhren, ihre Entwicklung, Konstruktion, Reparatur und Behandlung vor der Reglage. Von C. Dietzschold. Krems a/D. 1905, im Selbstverlag. 232 S. 8° mit 84 Fig. und 6 Porträten.

Schriften der Zentralstelle für Arbeiter-Wohlfahrtseinrichtungen, Nr. 28: Die Belehrung der Arbeiter über die Giftgefahren in gewerblichen Betrieben. Berlin 1906, Carl Heymanns Verlag. 129 S. 8°.

Die Kadaver-Vernichtungsanlagen. Von W. Heepke. Halle a/S. 1905, Carl Marhold. 185 S. 8° mit 55 Fig. und 3 Taf. Preis 3 M.

Rationale Teilung einer Distanzlatte bei Anwendung eines distanzmessenden Fernrohres, welches mit einem Fadenmikrometer versehen ist. Von T. Dokulil. Wien 1905, L. W. Seidel & Sohn. 68 S. 8°. Preis 3,60 M.

Berechnung und Ausführung der Hochspannungs-Fernleitungen. Von Carl Fred. Holmboe. Berlin 1905, Jul. Springer. 88 S. 8° mit 61 Fig. Preis 3 M.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen. Von Dr. Egon R. v. Grünebaum. Berlin 1905, Jul. Springer. 119 S. 8° mit 89 Fig. und 3 Tafeln. Preis 3 M.

Jahrbuch für Photographie und Reproduktionstechnik für das Jahr 1905. 19. Jahrgang. Von Hofrat Dr. Josef Maria Eder. Halle a/S. 1905, Wilh. Knapp. 572 S. mit 202 Fig. und 29 Kunstbeilagen. Preis 8 M.

Teubners Handbücher für Handel und Gewerbebetrieb von Fabriken. Von Dr. F. W. R. Zimmermann, A. Johanning, von Frankenberg und Dr. R. Stegemann. Leipzig 1905, B. G. Teubner. 436 S. mit 3 Fig.

O. Hübners Geographisch-statistische Tabellen für 1905. Von Dr. Fr. v. Juraschek. Frankfurt a/M. 1905, H. Keller. Buchausgabe Preis 1,50 M. Wandtafel-Ausgabe. Preis 60 Pfg.

Die gebräuchlichsten Dampfturbinen-Systeme für Land- und Schiffszwecke nach Konstruktion und Wirkungsweise. Von M. Dietrich. Rostock i/M. 1906, C. J. E. Volckmann (Volckmann & Wette). 314 S. 8° mit 151 Fig. Preis 8 M.

Die Betriebsmittel der chemischen Technik. Von Dr. G. Rauter. Hannover 1905, Dr. M. Jänecke. 554 S. 8° mit 617 Figuren im Text und auf 14 Tafeln. Preis 13 M.

Aéronef dirigeable plus lourd que l'air. Von A. Micciollo. Le Puy 1905, Peyriller, Rouchon & Gamon, Successeurs. 42 S. 8° mit 3 Figurentafeln.

Der praktische Lohnrechner. Handbuch für jede Lohnberechnung. Von G. Schuchardt. Berlin 1905, M. Krayn. Preis 2 *M*.

Tabellen zur Berechnung des Lohnes für Lohnsätze von 7½ bis 75 Pfg in Zwischenräumen von 2½ Pfg. Für Sätze mit ganzen Pfennigen sind die Beträge bis zu 99¾ st, für die übrigen bis zu 199¾ st ausgerechnet.

Berechnung und Konstruktion von Gleichstrommaschinen. Eine praktische Anleitung zum Entwurf und zur Ausführung kleiner und mittelgroßer Maschinen. Von K. Moritz. Zweite Auflage. Leipzig 1905, Hachmeister & Thal. 150 S. 8° mit 8 Figuren, 4 Konstruktions- und 11 Kurventafeln.

Die Patentgesetze aller Völker. Bd. 1., Lfg. 2. Von J. Kohler und M. Mintz. Berlin 1905, J. Guttentag. II. Afrikanische Kolonien. 1. Kapland mit Betschuanaland. 88 S. 4°.

Sammlung Göschen. Band 257. **Die Gleichstrommaschine.** Von C. Kinzbrunner. Leipzig 1905, G. J. Göschen. 142 S. mit 78 Fig. Preis 80 Pfg.

Die drahtlose Telegraphie und ihr Einfluß auf den Wirtschaftsverkehr unter besonderer Berücksichtigung des Systems »Telefunken«. Von Dr. E. Nesper. Berlin 1905, Julius Springer. 157 S. 8° mit 29 Fig. Preis 3 *M*.

Kunstgeschichte von Dr. M. Schmid nebst einem kurzen Abriß der Geschichte der Musik und Oper. Von Dr. C. Sherwood. Verlag von J. Neumann, Neudamm. Heft 7 bis 12. Je 80 S. mit vielen Abbildungen. Preis des Heftes 30 Pfg (Doppelheft 60 Pfg).

Kurzer Leitfaden der Elektrotechnik für Unterricht und Praxis in allgemein verständlicher Darstellung. Von Rud. Krause. Berlin 1905, Julius Springer. 179 S. 8° mit 180 Fig. Preis 4 *M*.

Fehlands Ingenieur-Kalender für Maschinen- und Hütten-Ingenieure. Herausgegeben von Th. Beckert und A. Pohlhausen. 28. Jahrgang. In 2 Teilen. Berlin 1906, Julius Springer. Preis 3 *M*.

Weltall und Menschheit. Geschichte der Erforschung der Natur und Verwertung der Naturkräfte. Von Hans Kraemer. Heft 95 bis 98. Berlin 1905, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. Preis pro Heft 60 Pfg.

Kalender für Vermessungswesen und Kulturtechnik 1906. Von v. Schlebach. Stuttgart 1906, Konrad Wittwer. 2 Teile. Preis 3,50 *M*.

Petzolds Verkehrs- und Auskunftskalender 1906. Bischofswerda 1906, E. H. Petzold. 302 S. Preis 2 *M*.

Taschenbuch der wichtigsten Gleichstrommessungen. Von Dr. A. Lutteroth. Hildburghausen 1905, Emma Wittig. 134 S. mit 73 Fig. Preis 3,60 *M*.

Elemente der Vektor-Analysis. Mit Beispielen aus der theoretischen Physik. Von Dr. A. H. Bucherer. 2. Aufl. Leipzig 1905, B. G. Teubner. 103 S. 8°.

Liesegangs Photographischer Bücherschatz. Band III. **Die Lichtpaus-Verfahren.** Von Hans Spörl. Praktische Vorschriften zum Gebrauche für Amateur- und Berufsphotographen, technische Bureaus usw. 4. Auflage. Leipzig 1906. Ed. Liesegangs Verlag (M. Eger). 135 S. mit 19 Fig. Preis 3 *M*.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Erd- und Wasserbau. Buckley, Robert Burton. The irrigation works of India. 2. Aufl. London 1905. E. & F. N. Spon. Preis 50,40 *M*.
— Haberkalt, Karl. Der internationale Wettbewerb für ein Kanalschiffshebewerk. [aus Allgem. Bauztg.] Wien 1905. R. v. Waldheim. Preis 15 *M*.
— Handbuch der Ingenieurwissenschaften. III. Teil: Der Wasserbau. 4. Aufl. 1. Band: Die Gewässerkunde. Leipzig 1905. W. Engelmann. Preis 5 *M*.
— Prüsmann. Vergleichung von Schleusen und mechanischen Hebewerken. [aus Zeitschr. f. Bauwesen] Berlin 1905. W. Ernst & Sohn. Preis 3 *M*.
— Zschokke, Bruno. Sprengmittel und Sprengarbeit beim Bau des Simplon-Tunnels. Zürich 1905. E. Speidel. Preis 2 *M*.

Feuerungsanlagen. Nicholson, William. Smoke abatement. London 1905. C. Griffin & Co. Preis 7,20 *M*.

Gasindustrie. Brackenbury, C. E. British progress in gas works plant and machinery. London 1905. Constable. Preis 7,20 *M*.

Gesundheitsingenieurwesen. Bashore, Harvey B. The sanitation of a country house. New York 1905. John Wiley & Sons. Preis 4,80 *M*.
— Hygiène et sécurité du travail industriel. Ouvrage couronné par la Société Nationale d'Encouragement. Paris 1905. Dunod & Pinat. Preis 20 frs.

Hebezeuge. Undeutsch, Herm. Theorie, Konstruktion, Prüfung und Regelung der Fallbremsen und Energie-Indikatoren einschließlich der Beanspruchung und Prüfung der Schachtförderseile auf Stoß. Wien 1905. F. Deuticke. Preis 10 *M*.

Heizung und Lüftung. Immenkötter, Theodor. Ueber Heizwertbestimmungen mit besondrer Berücksichtigung gasförmiger und flüssiger Brennstoffe. München und Berlin 1905. Oldenbourg. Preis 3 *M*.

Hochbau. Daub, Herm. Hochbaukunde. 4 Teile. Wien 1905. F. Deuticke. Preis 20 *M*.

Ingenieurwesen. Fidler, T. Claxton. Civil engineering. London 1905. Methuen. Preis 3 *M*.
— Junior Institution of Engineers: Record of transactions. London 1905. P. Marshall. Preis 13 *M*.
— Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondre aus den Laboratorien der techn. Hochschulen, hrsg. vom Verein deutscher Ingenieure. 25. bis 28. Heft. Berlin 1905. Julius Springer in Komm. Preis je 1 *M*.

Kälteindustrie. Lorenz, Hans. Modern refrigerating machinery. 3. Aufl. London 1905. Chapman & Hall Ltd. Preis 20,40 *M*.

Luftschiffahrt. Groß. Motor-Luftschiffe. [aus Die Gasmotorentechnik] Berlin 1905. Boll & Pickardt. Preis 1,50 *M*.

Maschinenbau. Lohmar, E. Die Kolben, Kolbenstangen, Stopfbüchsen. 2. Aufl. Strelitz 1905. M. Hittenkofer. Preis 3,50 *M*.
— Merlot, Jules. Guide de l'ajusteur. Paris 1905. Ch. Béranger. Preis 9 *M*.
— Pullen, William W. F. The application of graphical and other methods to the design of structures. 2. Aufl. Manchester 1905. The Techn. Publishing Comp. Ltd. Preis 6 *M*.

Maschinenwesen. British standards for trolley, groove, and wire. London 1905. Crosby, Lockwood & Sons. Preis 1,20 *M*.

Materialkunde. Grundsätze für die Prüfung von Schweiß- und Flußeisen zum Bau von Dampfkesseln. [Würzburger Normen 1905] Anhang. Hamburg 1905. Boysen & Maasch. Preis 3 *M*.
— Guillet, Léon. Les aciers spéciaux. 2. Band: Aciers du chrome, au tungstène, au molybdène, à l'étain, au titane, au vanadium, à l'aluminium, au cobalt. Paris 1905. Dunod & Pinat. Preis 10 *M*.
— Möhring, Bruno. Stein und Eisen. Berlin 1905. E. Wasmuth. Preis 10 *M*.
— Müller, Karl. Stummer Lehrmeister für die gesamte Kunststeinbranche. 2. Aufl. Gommern 1905. München: E. Pohl. Preis 3 *M*.
— Roulleau, R. Cubage des bois sur pied et abattus. Paris 1905. Berger-Levrault. Preis 3,75 *M*.

Mechanik. Föppl, Aug. Vorlesungen über techn. Mechanik. 1. Bd.: Einführung in die Mechanik. 3. Aufl. 3. Bd.: Festigkeitslehre. 3. Aufl. Leipzig 1905. B. G. Teubner. Preis 12 *M*.
— Keck, Wilh. Vorträge über Elastizitäts-Lehre als Grundlage für die Festigkeitsberechnung der Bauwerke. 2. Aufl. Hannover 1905. Helwing. Preis 8 *M*.
— Morley, Arthur. Mechanics for engineers: A textbook of intermediate standard. London, New York und Bombay 1905. Longmans, Green & Co. Preis 4,80 *M*.
— Popular mechanics. London 1905. Gay & Bird. Preis 3 *M*.
— Porter, Alfred W. An intermediate course of mechanics. London 1905. John Murray. Preis 6 *M*.

Meßgeräte. Bechstein, Otto. Instrumente zur Messung der Temperatur für technische Zwecke. Hannover 1905. Gebr. Jänecke. Preis 1,80 *M*.

Metallbearbeitung. Brassworkers, The, of Berlin and of Birmingham: A comparison. London 1905. P. S. King & Son. Preis 1,20 *M*.

— Gentry, George. A guide to standard screw threads and twist drills (small sizes). London 1905. Percival, Marshall & Co. Preis 0,90 *M.*

— Gillot, A., und L. Lockert. Nouveau manuel complet du fondeur de fer et de cuivre, suivi de la fonte des statues et des cloches. Neuauflage. Paris 1905. Mulo. Preis 8 *M.*

— Hovestadt, Ant. Wechselräderberechnung zu allen auf Leitspindeldrehbänken vorkommenden Gewindesteigungen auf rheinl., engl., österr. und Meter-Maß. 3. Aufl. Wien 1905. M. Perles. Preis 1,60 *M.*

— Leonard, W. S. Machine-shop tools and methods. 3. Aufl. London 1905. Chapman & Hall, Ltd. Preis 20,40 *M.*

Metallhüttenwesen. Levat, David. L'industrie aurifère. Recherches, exploitation, traitement, influence économique. Paris 1905. Dunod & Pinat. Preis 30 *M.*

— Peters, Edw. D. Flammenofenpraxis im amerikanischen Kupferhüttenbetrieb. [aus Metallurgie] Halle 1905. W. Knapp. Preis 2 *M.*

Motorwagen und Fahrräder. Chryssochoïdès, N. Nouveau manuel complet de la construction et du montage des automobiles. Paris 1905. Mulo. Preis 8 *M.*

— Daul, A. Illustrierte Geschichte der Erfindung des Fahrrades und der Entwicklung des Motorfahrradwesens. Dresden 1905. R. Creutz. Preis 3 *M.*

— Goebel, G. Automobil-Motoren. Kritische Betrachtung der Entwicklung der Automobil-Verbrennungsmotoren. Wien 1905. Lehmann & Wentzel. Preis 3,20 *M.*

Physik. Simpson, George C. Atmospheric electricity in high latitudes. London 1905. Dulau. Preis 3,60 *M.*

Pumpen und Gebläse. Bjorling, Philip R. British progress in pumps and pumping engines. London 1905. Constable. Preis 7,20 *M.*

— Davey, Henry. The principles, construction, and application of pumping machinery (steam and water pressure). 2. Aufl. London 1905. Griffin & Co. Ltd. Preis 25,20 *M.*

Schiffs- und Seewesen. Borlaender, Max C. Mathematisches Modellieren, in seiner Anwendung auf die Konstruktion von Seeschiffskörpern behandelt. Oternbeck bei Löhne i/W. 1905. Selbstverlag. Preis 6 *M.*

— Bortfeldt, Jul. Schiffs-Taschenbuch. 4. Aufl. Leipzig 1905. W. Heinsius Nachf. Preis 3 *M.*

— Bundesratsvorschriften zur Seemannsordnung. 1. Bekanntmachung, betr. die Untersuchung von Schiffsleuten auf Tauglichkeit z. Schiffsdienste. Vom 1. VII. 1905. 2. Bekanntmachung, betr. die Logis-, Wasch- und Baderäume sowie die Aborte für die Schiffsmannschaft auf Kauffahrteischiffen. Vom 2. VII. 1905. Hamburg 1905. Eckardt & Meßtorff. Preis 0,25 *M.*

— Guilhaumon, J. B. Éléments de machines à vapeur marines. Paris 1905. Berger-Levrault. Preis 5 *M.*

— Noalhat, H. Les torpilles et les mines sous-marines. Paris 1905. Berger-Levrault. Preis 8 *M.*

— Soltsien, A. Rettungsvorkehrungen bei Schiffsunfällen auf Binnenwässern. München 1905. Seitz & Schauer. Preis 0,50 *M.*

Werkstätten und Fabriken. Pearn, Sinclair und Frank. Workshop costs for engineers and manufacturers. 2. Aufl. Manchester 1905. The Techn. Publishing Comp. Ltd. Preis 15 *M.*

Textilindustrie. Lütsch, Joh. Taschenbuch für den praktischen Baumwollspinner und Zwirner. Leipzig 1905. Verlag der Leipziger Monatschrift für Textilindustrie. Preis 5,50 *M.*

Verbrennungsmotoren und andre Wärmekraftmaschinen. Kennedy, Rankin. Modern engines and power generators. 6. Band. London 1905. The Caxton Publishing Co. Preis 10,80 *M.*

— Nernst, Walter. Physik.-chemische Betrachtungen über den Verbrennungsprozeß in den Gasmotoren. (Sonder-Abdruck aus der Zeitschr. d. Ver. deutsch Ing.) Berlin 1905. Julius Springer. Preis 1 *M.*

Wasserkraftanlagen. Blaine, Robert Gordon. Hydraulic machinery; with an introduction to hydraulics. 2. Aufl. London 1905. E. & F. N. Spon. Preis 16,80 *M.*

Bauersfeld, Walth. Die automatische Regulierung der Turbinen. Berlin 1905. Julius Springer. Preis 6 *M.*

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Der Bergbau auf der Lütticher Weltausstellung. Von Herbst. Forts. (Glückauf 16. Dez. 05 S. 1557/66*) Kokerei. Schluß folgt.

Dampfkraftanlagen.

Bemerkenswerte Kesselverrostungen. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Dez. 05 S. 228/30) Ergebnisse der Speisewasseruntersuchung an einer Anlage mit 6 Zweiflammrohrkesseln und Treppenrost-Vorfeuerung, bei der sich Anfressungen der Flammrohre gezeigt haben.

Ueber schädliche Bestandteile der Kesselspeisewässer. Von Basch. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Dez. 05 S. 226/28) Kieselsäure. Chlormagnesium und andre Chlorverbindungen. Stickstoffverbindungen.

Eisenbahnwesen.

Die Stubaitalbahn. Von Seefehlner. (El. Bahnen u. Betr. 14. Dez. 05 S. 672/79*) Ausführliche Darstellung der in Zeitschriftenschau v. 4. März 05 erwähnten Bahn. Schluß folgt.

Ein Fall rentabler elektrischer Güterförderung. Von Faber. (El. Bahnen u Betr. 14 Dez. 05 S. 669/72* mit 1 Taf.) Die 13 km lange Gleichstrombahn Heidelberg-Wiesloch wird mit Lokomotiven betrieben, die mit je zwei 35pferdigen Motoren ausgerüstet sind. Schluß folgt.

Wagons de 40 tonnes de la Compagnie Paris-Lyon-Méditerranée pour le transport des toles de grande largeur. Von Baudry. (Rev. gén. Chem. de Fer Dez. 05 S. 393/96* mit 1 Taf) Der aus Eisen gebaute Wagen hat einen 20,2 m langen und 1,9 m breiten Wagenkasten. Das Leergewicht beträgt 20,9 t.

Streckenblockung auf eingleisigen Bahnen. Von Kerst. (Zentralbl. Bauv. 13. Dez. 05 S. 622/23* und 16. Dez. 05 S. 629/32*) Erörterung der Nachteile der bisherigen dreiteiligen Blockungsanlage von Siemens & Halske und Beschreibung einer von derselben Firma gebauten neuen Sicherung.

Eisenhüttenwesen.

A machine for rolling corrugated sheets. (Engineer 15. Dez. 05 S. 601/02*) Die von B. Johnson in London gebaute Maschine dient zum Walzen von Wellblech für Dachkonstruktionen usw.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 30 und 31 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahrsheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben, und zwar zum Preise von 3 *M* pro Jahrgang für Mitglieder, von 10 *M* pro Jahrgang für Nichtmitglieder.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Le Pont de Commerce à Liége à arcs conjuguées. Von Seyric. (Mém. Soc. Ing. Civ. Okt. 05 S. 538/68* mit 2 Taf.) Die über die Maas führende, gelegentlich der Weltausstellung im vergangenen Jahr neu gebaute Brücke besteht aus zwei Bogen von je 67,84 m Spannweite. Die Fahrbahn ist 8,80 m breit; dazu kommen zwei seitliche, je 3 m breite Fußgängerstege.

Elektrotechnik.

Die Zerlegung der Amperewindungen des Einphasenmotors in entgegengesetzt umlaufende Amperewindungen. Von Thomälen. (Schluß) (Elektrot. Z. 24. Dez. 05 S. 1136/43*) S. Zeitschriftenschau vom 23. Dez. 05.

Kommutator-Motoren für einphasigen Wechselstrom. Von Hoerburger. Forts. (Dingler 16. Dez. 05 S. 794/98*) Kombinierte Motoren. Schluß folgt.

Maschinenteile.

Beiträge zur Theorie der Drahtseile. Von Benndorf. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 15. Dez. 05 S. 685/93*) Beanspruchung der Seile auf Zug. Theoretische und praktische Untersuchungen über den Elastizitätsmodul der Drahtseile.

Materialkunde.

Automatische Quecksilberluftpumpe mit abgekürzter Quecksilberhöhe. Von Ubbelohde. (Mitt. Materialpr.-Amt 05 Heft 2 S. 63/65*) Die dargestellte, für Vakuumdestillation in Laboratorien verwendete Luftpumpe des Verfassers für sehr niedrige Drücke ist wie die Pumpen von Raps und Stock eine Abänderung der Töplerschen Luftpumpe.

Schub- und Scherfestigkeit des Betons. Von Martens. (Mitt. Materialpr.-Amt 05 Heft 2 S. 49/55*) Meinungsäußerung zu dem in Zeitschriftenschau vom 7. u. 14. Jan. 05 erwähnten Aufsatze von Mörsch.

Veränderungen an Beton in Seewasser. Von Gary. (Mitt. Materialpr.-Amt 05 Heft 2 S. 66/71 mit 2 Taf.) Bericht über Ergebnisse von Versuchen auf der Insel Sylt über die Haltbarkeit verschiedener Betonmischungen in Seewasser.

Künstliche Steine anderer Art als Ziegelsteine und Kalksandsteine. Von Burchartz. (Mitt. Materialpr.-Amt 05 Heft 5 S. 97/150*) Verwendungszwecke, Herstellung und Form von Zement- und Schlackensteinen, Kunstsandstein und Hochofenschlacke, Schwemm-, Gipssteinen usw. Ergebnisse der Prüfung künstlicher Bausteine in bezug auf Wasseraufnahme, Druckfestigkeit usw.

Ueber Kompressoröle und Explosionen in Luftkompressorzylindern. Von Holde. (Mitt. Materialpr.-Amt 05 Heft 2 S. 55/58*) Erläuterungen über die Eigenschaften und Verwendungsbereiche verschiedener Oelsorten. Bestimmung des Sauerstoffgehaltes in Oelen.

Mechanik.

Wärmemechanik. Von Carlo. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 13. Dez. 05 S. 477/78*) Die Grundgleichungen für Gasgemische.

Meßgeräte und -verfahren.

Mitteilungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt. Bekanntmachung über Prüfungen und Beglaubigungen durch die Elektrischen Prüfämter. (Elektrot. Z. 14. Dez. 05 S. 1134/38*) Meßbereich, Wirkungsweise, Konstruktion und Eichung der Induktionszähler für Wechselstrom der Siemens-Schuckert-Werke.

Recent improvements in the Newall measuring machine. (Am. Mach. 16. Dez. 05 S. 784/35*) Konstruktionszeichnung des Spindelkopfes der für 1,8 m größte Länge bemessenen Maschine. Fehlerausgleich bei der Schraubenspindel.

The measurement of high-frequency currents and electric waves. (Engng. 15. Dez. 05 S. 806/07*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Dez. 05.

Metallbearbeitung.

High-speed steel. Von Gledhill. (Engng. 15. Dez. 05 S. 797/801*) Verwendung verschiedener Sorten von Schnelldrehstählen. Behandlung und Bearbeitung der Stähle. Wirtschaftlichkeit.

Motorwagen und Fahrräder.

Die Automobilausstellung zu Frankfurt a/M. Von v. Löw. (Dingler 16 Dez. 05 S 783/85*) Kurze kritische Uebersicht über die bemerkenswertesten Konstruktionen.

Zwei eigenartige Achsbrüche an einem Wagen mit Kardan-Antrieb. Von v. Löw. (Motorw. 10. Dez. 05 S. 840/41*) Nachrechnung der Beanspruchungen an der Bruchstelle.

Einige Konstruktions-Details von Motorwagen. Von Euterneck. (Motorw. 10. Dez. 05 S. 838/39*) Gesteuerte und selbsttätige Einlaßventile. Forts. folgt.

Der neue Pipe-Motor. (Motorw. 10. Dez. 05 S. 847/48*) Bei diesem Motor sind die Ventile an beiden Zylinderseiten zur Achse der Zylinder geneigt angeordnet und werden nach unten geöffnet.

Schiffs- und Seewesen.

Motor boats. VI. Von Durand. (Marine Eng. Dez. 05 S. 490/94*) Formen der Bootkörper.

Machinery at the new Royal Naval College, Dartmouth. (Engineer 15. Dez. 05 S. 584*) Für den Unterricht der Marineoffiziere und Kadetten ist eine Dreifach-Expansionsmaschine nebst den auf Schiffen üblichen Hülfsmaschinen aufgestellt.

Superheated steam tests on steamer »James C. Wallace«. (Marine Eng. Dez. 05 S. 515/16*) Bei den Versuchen mit überhitztem Dampf wurde eine Brennstoffersparnis von 14,5 vH gegenüber gewöhnlichem Dampfbetrieb erzielt.

Straßenbahnen.

An adjustable railway or tram car seat. (Engng. 15. Dez. 05 S. 815*) Bei dem von Laycock konstruierten Sitz wird beim Umlegen der Lehne die jeweilig vordere Kante der Sitzfläche etwas gehoben.

Textilindustrie.

Kalkulationen von Spinnplänen für die Baumwollspinnerei. (Leipz. Monatschr. Textilind. 30. Nov. 05 S. 304/05) Tabellen über Leistungen von Grob- und Feinspindelbänken.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Konstruktion und Berechnung eines Benzinbootmotors von 200 PS bei 500 Umdr. Von Ziegra. Schluß. (Motorw. 10. Dez. 05 S. 841/48* mit 2 Taf.) Lagerkonstruktion. Vergaser. Zündung.

Werkstätten und Fabriken.

Locomotive works and shop practice in Italy. I. (Engineer 15. Dez. 05 S. 586/87*) Einrichtung der Werkstätten der Ernesto Breda Company in Mailand.

The new works at the Ingersoll-Rand Drill Company at Phillipsburg, N. J. Forts. (Am. Mach. 16. Dez. 05 S. 725/28*) Geschäftsgebäude.

Rundschau.

In **New York** ist vor kurzer Zeit ein neues für Zirkus- und ähnliche Vorstellungen bestimmtes Theater, der **Hippodrom,** vollendet worden[1]), das außer durch seine großen Abmessungen in technischer Hinsicht namentlich durch seine **Druckwassereinrichtungen** bemerkenswert ist. Das Gebäude bedeckt einen Flächenraum von 60 × 68 qm eines zwischen der 43sten und 44sten Straße liegenden Häuserblockes an der Ostseite der 6ten Avenue und enthält einen Zuschauer-

[1]) The Engineering Record 26. August 1905.

Fig. 1.

Fig. 2.

Druckwasserzylinder für die elliptische Bühne.

raum von 48 × 48 qm Größe mit 5500 Sitzplätzen. Die Bühne verfügt über eine rechteckige freie Fläche von 14,4 × 71 qm, vor die eine elliptische Bühne von 15 m größter Tiefe und 30 m größter Breite in den Zuschauerraum vorgebaut werden kann. Bei Zirkusvorstellungen finden auf letzterer zwei Manegen von etwa 12 m Dmr. Raum.

Der größte Teil der verfügbaren Bühnenfläche — 14 × 30 qm der rechteckigen und die ganze elliptische Bühne — ist der Höhe nach verstellbar. Die rechteckige Bühne ruht zu diesem Zweck auf vier Druckwasserkolben, s. Fig. 1, die sie um 2,4 m über ihren normalen Stand heben können, während die elliptische Bühne von zwei Kolben getragen wird, um sie um 4,2 m senken zu können, wodurch ein darunter befindliches Wasserbecken auf beliebige Tiefe freigelegt wird.

Fig. 3 bis 5.

Das Druckwasser zum Betrieb der Anlage wird in zwei Deaneschen Preßpumpen erzeugt, die in der einen Ecke des Gebäudes untergebracht sind, s. Fig. 1. Eine davon, eine Drillingspumpe, wird von einem 40pferdigen Elektromotor angetrieben, die andre ist eine Duplex-Dampfpumpe. Beide fördern in eine gemeinsame 75 mm weite Druckleitung, die an einen Druckwasserspeicher für 70 at und an die Hubzylinder der Bühnen angeschlossen ist. Für Abstellung der Pumpen beim Ueberschreiten des Arbeitsdruckes und nach Füllung des Akkumulators ist gesorgt.

Fig. 2 läßt die Konstruktion eines Druckwasserzylinders für die elliptische Bühne erkennen; die rd. 5 m langen Kolben haben 311 mm Dmr. und sind mit etwa 25 mm Wandstärke aus Bronze gegossen. In ihre oberen Enden sind Deckel mit ausgehöhlter Oberseite eingeschraubt, auf der sich die am Bühnenkörper befestigten Sockel etwas verschieben können, um Seitenbeanspruchungen zu vermeiden. Die beiden Teile sowie eine dazwischen gelegte Linse werden durch eine Stiftschraube zusammengehalten, deren Mutter gegen eine kurze Feder drückt. Die Druckwasserzylinder zum Heben der rechteckigen Bühne unterscheiden sich von den eben beschriebenen nur durch ihre geringere Länge.

Durch eine sinnreiche Regelvorrichtung wird die Gleichläufigkeit aller zu derselben Bühne gehörigen Hubzylinder erreicht und so die wagerechte Lage der Bühnen in jeder Stellung gesichert. Diese Einrichtung, Fig. 3 bis 5, besteht aus einem Teufenzeiger, der die jeweilige Stellung jedes Hubkolbens erkennen läßt, und aus einer Anzahl von Drosselventilen. Bei der dargestellten Konstruktion, die für die viereckige Bühne, also für 4 Druckwasserzylinder bestimmt ist, sind von jeder Ecke der Bühne nach dem Teufenzeiger Drahtseilzüge geführt, die über mehrere Rollen laufen und durch Gewichte gespannt gehalten werden. An der Stelle, wo sich der Zeigerschlitten befindet, sind in jedes Drahtseilstück Ketten *a*, *b*, *c*, *d* eingeschaltet, die über die Kettenräder *e* derart gelegt sind, daß je zwei benachbarte Ketten *a*, *b* und *c*, *d* bei gleichem Bewegungssinn entgegengesetzte Drehung der Räder *e* erzeugen. Die Räder *e* sind untereinander durch Ausgleichgetriebe verbunden, s. Fig. 4. Werden also die Ketten *a* und *b*, die z. B. an die beiden nordwärts gelegenen Ecken der Bühne angeschlossen sind, gleichmäßig bewegt, so bleibt das Mittelglied *g* des zugehörigen Ausgleichgetriebes in Ruhe. Jeder Unterschied in der Bewegung der Ketten, also jedes einseitige Heben des betreffenden Bühnenendes, bringt dagegen eine Drehung des Teiles *g* mit sich, wodurch das zugehörige Steuerventil *h* beeinflußt wird. Ist z. B. die Kette *b* vorgeeilt, so wird durch das Steuerventil *h* die zu dem entsprechenden Druckwasserkolben gehörige Speiseleitung gedrosselt und die andere weiter geöffnet, so daß der andere Kolben solange nacheilen kann, bis wieder Ausgleich eingetreten ist. In ähnlicher Weise wirkt das zwischen den Ketten *c* und *d* des südlichen Bühnenendes befindliche Ausgleichgetriebe. Das dritte zwischen *b* und *c* befindliche Getriebe endlich dient zum Ausgleich der beiden Seiten untereinander. Zu diesem Zweck geht das Druckwasser durch das mittlere Drosselventil, von dem es auf die beiden äußeren Ventile verteilt wird.

Für die elliptische Bühne ist eine ungleich einfachere Ausgleichvorrichtung vorhanden, denn diese ruht nur auf zwei Kolben. Da sie außerdem nur in ihrer höchsten Lage festgehalten werden soll, so entfällt auch der Teufenzeiger, und das Drosselventil wird von Hand bedient.

Mit Rücksicht auf den starken Gefällwechsel ihrer Außenlinien, auf denen teilweise Züge bis zu 12 Achsen verkehren, hat die Straßenbahn Hannover ihre sämtlichen Personenzüge mit durchgehender Luftdruckbremse ausgerüstet.

Die Frage des **Stromverbrauches der Luftdruckbremse** ist bei einer derartig umfangreichen Anwendung naturgemäß sehr wichtig, und es sind dementsprechend auch genaue Messungen vorgenommen, die zu bemerkenswerten Ergebnissen geführt haben.

Bei den Motorwagen der Straßenbahn Hannover sind Achsenkompressoren mit Exzenterantrieb, Bauart Carpenter und Schulze, eingebaut. Exzenter und Pumpenzylinder sind von einem Gehäuse umschlossen und derart eng zusammengebaut, daß der Kompressor auf der Achse neben dem Motor noch Platz findet. Die Druckluft wird in zwei Behältern von je 65 ltr Inhalt aufgespeichert und gelangt von hier durch das Führerbremsventil in den Bremszylinder, der bei 200 mm Dmr. und 2½ at Druck mit 784 kg auf das Bremsgestänge arbeitet. Eine bedeutende Kraftersparnis wird bei der Kompression der Luft dadurch erzielt, daß bei dem gewünschten Höchstdruck das Saugventil angehoben wird, so daß die Pumpe drucklos arbeitet.

Die vom Verfasser angestellten Versuche sollten lediglich dazu dienen, den Stromverbrauch eines Wagens mit Luftdruckbremse gegenüber einem solchen mit Handbremse festzustellen. Der Strom-Mehrverbrauch der Wagen mit Luftdruckbremse kann aber nur im gewöhnlichen Betriebe festgestellt werden, da jedwede andre Messung zu falschen Ergebnissen führen würde. Es ist falsch, den Kraftverbrauch

des Kompressors auf dem Versuchstand oder am stillstehenden Wagen mit angehobenen Rädern ermitteln zu wollen. Ebenso führt es zu falschen Ergebnissen, wenn man mit dem Wagen Versuchsfahrten etwa in der Weise ausführt, daß man eine bestimmte Strecke mit genau festgelegten Haltestellen einmal mit einem Wagen mit Kompressor und das zweitemal mit demselben Wagen ohne Kompressor unter Benutzung der Handbremse durchfährt. In diesem Falle kommen die Vorteile, die der Luftdruckbremse gegenüber der Handbremse eigen sind, nicht zur Geltung. Liegt doch der Hauptvorteil bei der Fahrt mit Luftdruckbremse in der weitaus sicherern und schnelleren Beherrschung des Fahrzeuges durch den Führer. Während er bei Fahrt eines Wagens mit Handbremse bei jedem geringen Hindernis, das ihm in den Weg zu kommen scheint, die Handbremse bereits leicht anzieht, um den Wagen im Notfalle noch rechtzeitig zum Stehen zu bringen, ist dies bei der Luftdruckbremse nicht der Fall. Der Führer wird, sobald ein Hindernis zu kommen scheint, den Strom abstellen, ohne jedoch die Bremse sofort in Tätigkeit zu setzen. Er wird in den meisten Fällen, wenn auf das Glockensignal das Hindernis rechtzeitig beseitigt wird, ohne Abbremsung der lebendigen Kraft des Wagens auskommen, und darin liegt wiederum eine nicht unwesentliche Kraftersparnis, die durch die Bremsart herbeigeführt wird.

Zur Erzielung genauer Versuchsergebnisse wurde der Wagen mit drei Straßenbahn-Wattstundenzählern, Bauart der A. E. G., versehen, die vor Einbau in den Motorwagen in Ruhe wie auch bei künstlichen Erschütterungen auf richtigen Gang geprüft waren und nunmehr hintereinander in den Stromkreis eingeschaltet wurden. Diese Anordnung gewährleistet genaue Ergebnisse, da Abweichungen an den Zählern sofort gefunden und beseitigt werden können. Als Versuchstrecke wählte man eine Ringbahnlinie, auf welcher der Wagen ohne Beiwagen lief und täglich genau dieselbe kilometrische Leistung aufwies. Die Zähler wurden morgens beim Auslaufen und abends beim Einlaufen des Wagens abgelesen und der Stromverbrauch pro Wagenkilometer berechnet. Sonntagsergebnisse sind nicht zu Protokoll genommen. Um die größte Zuverlässigkeit der Ergebnisse zu erzielen, nahm man die Versuchsmessungen an einem und demselben Wagen vor, und zwar zunächst mit eingebautem Achsenkompressor, dann ohne Achsenkompressor, alsdann wieder mit und wieder ohne Achsenkompressor; zwischen den Messungen lagen regelmäßige Zeiträume von 4 Wochen. Jegliche Fehler, wie Verschiedenheiten in den Motoren, in den Radreifendurchmessern, in den Wagengewichten, sind hierbei ausgeschlossen.

Im Mittel ergaben sich folgende Zahlen:

mit Luftdruckbremse	486,3	Wattstunden pro km
ohne »	468,24	» » »
Differenz	18,06	Wattstunden pro km
gleich	3,86 vH	Mehrverbrauch mit Luftdruckbremse.

Der Strom-Mehrverbrauch der Wagen mit Luftdruckbremse ist also gegenüber den großen Vorteilen, welche die Luftdruckbremse gegenüber der Handbremse bietet, kaum in Betracht zu ziehen. Dagegen hat die Luftdruckbremse nicht unwesentliche Vorzüge vor der elektrischen Bremse. Schalter, Motoren und Widerstände werden bei Anwendung der Luftdruckbremse nicht in Mitleidenschaft gezogen; außerdem wirkt die Luftdruckbremse bei jeder beliebigen Wagenzahl augenblicklich und sicher. Anderseits sind allerdings die Unterhaltungskosten für den Luftkompressor nicht zu unterschätzen; sie könnten jedoch durch Verwendung eines Kompressors mit Selbstausrückung bei größtem Luftdruck wesentlich herabgemindert werden.

Hannover. H. Schörling.

Zur schnelleren Verbindung zwischen den im Westen der Stadt gelegenen Wohnungsvierteln und der Geschäftsgegend in der Nähe des Delaware-Ufers hat die Stadt **Philadelphia** den Bau einer **elektrischen Hoch- und Untergrundbahn** nach dem Muster der New Yorker unternommen, durch die zugleich die Hauptverkehrsader der Stadt, die Market Street, vom Straßenbahnverkehr entlastet werden soll[1]). Die Bahn ist als der Anfang eines später auszubauenden Netzes anzusehen; sie beginnt etwa 5,9 km vom Westufer des Schuylkill-Flusses, wo ein großer Verschiebebahnhof der Philadelphia Rapid Transit Co. angelegt wird. Von hier führt eine zweigleisige Hochbahnstrecke in gerader Richtung zum Schuylkill-Fluß, der auf einer viergleisigen Brücke — 2 Gleise dienen für Straßenbahnen — überschritten wird. Am östlichen Ufer schließt sich hieran ein viergleisiger Tunnel unter der Market Street, der bis

[1]) The Railroad Gazette vom 1. und 8. September 1905.

Fig. 1. Lageplan der Hoch- und Untergrundbahn in Philadelphia.

Fig. 4 und 5. Tunnel der Untergrundbahn.

Fig. 2 und 3. Eiserner Unterbau der Viadukte.

Fig. 2.

Fig. 3.

zur 15ten Straße — etwa 1100 m — gerade verläuft, s. Fig. 1. Die Strecke teilt sich sodann in mehrere Stränge, wovon die eingleisigen, für die Straßenbahnen **bestimmten, sich an der 5ten Straße wieder vereinigen; die Eisenbahngleise dagegen werden unter der Market Street fortgeführt und treten in der Delaware Avenue wieder heraus, wo die Bahn in einer Hochbahnstrecke endigen wird.**

Der normale eiserne Unterbau der Viadukte, Fig. 2 und 3, besteht aus zwei Gitterträgern von rd. 2 m Konstruktionshöhe und 7,3 m Mittenabstand, die in Abständen von etwa 15 m auf viereckigen, senkrechten Stützen aus ⊏- und ⊥-Profilen aufliegen. Die Mindesthöhe der Unterkante der Viadukte über dem Straßenpflaster beträgt 4,2 m. Zur Aufnahme des Bahnkörpers dienen 870 mm hohe genietete Blechträger von rd. 3 m Mittenentfernung, deren Enden auf den Untergurten der Hauptträger aufruhen. Ueber diese Blechträger legt sich ein aus Z-Eisen und Blechstreifen zusammengesetzter Boden zur Aufnahme des mit einem Drahtnetz verstärkten, mindestens 100 mm dicken Betonunterbaues, auf dem die hölzernen Querschwellen der Bahn in Schotter gelagert sind. Für die Ableitung von Wasser aus einer Gosse in der Mitte des Bahnkörpers sowie für das Abtropfen des unter die Betondecke dringenden Wassers ist gesorgt, um Anrosten der Eisenteile zu verhindern. Zum Besichtigen der Strecke sind rd. 0,6 m hoch über den Schienen an den Hauptträgern der Viadukte 825 mm breite, mit Planken belegte Laufwege mit Rohrgeländer angebaut.

Den Anschluß an die östlich vom Schuylkill-Fluß beginnende unterirdische Strecke vermittelt eine 172 m lange Brücke, bestehend aus zwei vollwandigen Blechträgeröffnungen an den Ufern, zwei Pratt-Trägern von 30 und 27 m und einem bogenförmigen Gitterträger von 65 m Spannweite in der Mitte.

Die Konstruktion dieser Brücke ist vielleicht deshalb ganz bemerkenswert, weil die beiden mittleren Hochbahngleise vom Westufer angefangen mit 4,3 vH Neigung von der Viadukthöhe abfallen, um am Ostufer die Tunnelhöhe zu erreichen, während die äußeren Straßenbahngleise zu demselben Zweck vom Westufer mit 2,34 vH ansteigen.

Von der unterirdischen Strecke innerhalb der Stadt ist bis jetzt der viergleisige vereinigte Straßenbahn- und Eisenbahntunnel von rd. 1130 m Länge unter der Market Street bis auf die Gleise ziemlich fertiggestellt. Der Tunnel, s. Fig. 4 und 5, ist im Tagebau als Unterpflastertunnel mit 1,2 m Mindestdicke über der Decke angelegt. Seitenwände und Decke sind in verstärktem, der Boden in gewöhnlichem Beton ausgeführt. Die rd. 500 mm hohen Decken-I-Träger von rd. 1,5 m Mittenabstand werden von drei Reihen genieteter Säulen getragen, deren Füße 1,3 m tief in Betonkörper eingelassen sind. Von den hierdurch gebildeten Feldern sind die beiden äußeren, mit Entwässerungseinrichtungen versehenen für die Straßenbahn, die inneren für die Eisenbahn bestimmt; doch ist über die beabsichtigte Ausrüstung der Strecken noch nichts mitgeteilt.

Einer ausführlichen Beschreibung der kürzlich in Betrieb gekommenen neuen Dampfturbinenfabrik von Richards,

Westgarth & Co. in Hartlepool, die in der Zeitschrift Engineering[1]) erschienen ist, entnehmen wir die nebenstehende Darstellung der **Turbinenprüfanlage**, Fig. 1 und 2. Die Anlage ist mit einem Nesdrum-Wasserrohrkessel für 17,5 at höchsten Dampfdruck und einem Hornsby-Ueberhitzer mit unabhängiger Feuerung ausgerüstet, um den Ueberhitzungsgrad je nach Bedarf steigern zu können. Die zu untersuchenden Maschinensätze werden auf zwei parallelen I-Trägern aufgespannt und geben ihren Dampf an einen tiefliegenden Oberflächenkondensator ab, dessen Konstruktion aus Fig. 3 und 4 ersichtlich ist. Er besteht aus 3 übereinander liegenden Kammern von abnehmendem Inhalt. Das Dampf-Luftgemisch tritt von oben her ein und kühlt sich an den mit Wasser gefüllten Kondensatorrohren allmählich ab, wobei das Kondensat durch Leitungen *a* und *b* nach einem Sammelbehälter *c* abfließt; von hier wird es durch die Oeffnung *d* von einer Kondensatpumpe abgesaugt. Luft und nicht kondensierter Dampf gelangen schließlich in die unterste Kammer *e* des Kondensators, die an eine stehende Drillings-Luftpumpe mit Dampfmaschinenantrieb angeschlossen ist.

Fig. 1 und 2. Prüfanlage für Dampfturbinen.

Fig. 3 und 4. Oberflächenkondensator für Dampfturbinen.

Die Bestimmungen der §§ 17 und 19 des **Gesetzes betreffend die Patentanwälte** vom 21. Mai 1900, wonach der Präsident des Patentamtes befugt ist, Personen, die die Vertretung vor dem Patentamte berufsmäßig betreiben, ohne in die Liste der Patentanwälte eingetragen zu sein, von dem Vertretungsgeschäft auszuschließen, und wonach ferner derjenige mit Geldstrafe bis zu 300 ℳ belegt werden kann, der sich widerrechtlich den Titel Patentanwalt oder einen ähnlichen Titel beilegt, haben sich in der Praxis der letzten 5 Jahre als unvollkommen erwiesen. Wie aus den Motiven zum Gesetz hervorgeht, war der Hauptzweck der, Erfinder gegen die Ausbeutung und falsche Beratung durch Unberufene zu schützen. Während man aber dachte, durch die angeführten Bestimmungen solche Unberufene nach ihrer Ausschließung durch den Präsidenten des Patentamtes einfürallemal von dem Vertretungsgeschäft fernhalten zu können, hat die Erfahrung das Gegenteil bewiesen. Es gibt heute eine große Zahl von Patentagenten, die sich nur von dem unmittelbaren Vertretungsgeschäft vor dem Kaiserlichen Patentamt fernhalten. Sie finden immer noch Mittel und Wege, um die Anträge ihrer Auftraggeber an das deutsche Patentamt gelangen zu lassen, sei es, daß sie sie von ihren Auftraggebern selbst unterzeichnen lassen, sei es, daß sie mit deren Einwilligung für sie unterzeichnen. Die Vertretung vor ausländischen Behörden betreiben sie ohne jede Beschränkung. Da sie ferner keiner Disziplinargewalt unterstehen, so können sie alle Reklamemittel, insbesondere Anpreisung außerordentlich billiger Honorare für Ausarbeitung und Vertretung von Anmeldungen, ausnutzen, so daß es nur zu erklärlich erscheint, daß ihre Geschäftstätigkeit seit Erlaß des Patentanwaltsgesetzes nicht nur nicht abgenommen, sondern bedeutend zugenommen hat.

Um hier im Interesse der Allgemeinheit so schnell wie möglich Abhülfe zu schaffen und auch eine dauernde Schädigung des Standes der Patentanwälte zu vermeiden, hat die Vereinigung deutscher Patentanwälte eine Denkschrift an den Reichskanzler ausgearbeitet. Danach sind von den rd. 300 Personen, die sich bei Erlaß des Patentanwaltsgesetzes mit der gewerbsmäßigen Patentnachsuchung befaßten, einer Mitteilung des Patentamtes zufolge bis zum Jahr 1904 206 in die Liste der Anwälte eingetragen worden. Statt der hiervon verbleibenden 94 nicht eingetragenen Personen sind aber bis heute 325 Patentagenten namentlich festgestellt worden, also erheblich mehr, als in die Liste der Patentanwälte eingetragen sind. Die praktische Bedeutungslosigkeit des § 17 wird aber ferner dadurch beleuchtet, daß von 58 bisher auf Grund dieses Paragraphen von der Vertretung vom Patentamt ausgeschlossenen Personen 43 ihren Geschäftsbetrieb als Patentagenten weiterführen; auch die übrigen dürften ihr Gewerbe kaum aufgegeben haben.

Die Denkschrift fordert daher eine Verschärfung der Ausschließungsbestimmungen dahin, daß dem Präsidenten des Patentamtes oder einem ihm beigeordneten Kollegium das Recht gegeben werde, Personen, die sich mit der Nachsuchung von gewerblichen Rechtstiteln befassen, ohne in die Liste der Anwälte eingetragen zu sein, das Vertretungsgeschäft zu untersagen, und daß hohe Geldstrafen für einfache sowie Gefäng-

[1]) vom 13. Oktober 1905.

nis für wiederholte Uebertretungen dieses Verbotes verfügt werden[1]).

Das **Eisenbahnwesen im nördlichen China** befindet sich in stetig fortschreitender Entwicklung. Die nordchinesische Staatsbahn von Peking nach Tientsin, Schanhaikwan, Yinkau hatte trotz hoher Beförderungspreise für Güter und Personen eine weitere Verkehrszunahme während des Jahres 1904 zu verzeichnen, so daß ein Reingewinn von ungefähr $3^1/_2$ Mill. $ erzielt worden ist. Die Luhan-Bahn von Peking nach Hankau war Ende 1904 in ihrem nördlichen Teile bis Tschangte-fu, ungefähr 120 km nördlich vom Hoangho, im südlichen Teile bis Yen-cheng, rd. 70 km südlich vom Flusse, fertig. In der Zwischenzeit ist die Bahn auf beiden Seiten bis an den Fluß herangeführt, und es ist nur noch die Brücke über den Hoangho zu vollenden, um den regelmäßigen Verkehr von Peking nach Hankau aufnehmen zu können. Die 1213 km lange Strecke soll im Anfang des Betriebes in 3 Tagereisen in einzelnen Abschnitten, später nach Einstellung von Schlafwagen in 36 Stunden zurückgelegt werden. Die mit Beteiligung der chinesischen Regierung gebaute Bahn ist mit Ausnahme weniger Stellen vorläufig eingleisig angelegt, kann aber bei Bedarf mit geringen Mühen verbreitert werden. Die rd. 3 km lange Brücke über den Hoangho hat 120 Oeffnungen, von denen 50 eine Spannweite von 31 m, die übrigen von 21 m haben; die Schienen liegen 5 m über dem Hochwasserspiegel. Die von Schenting-fu an der Luhan-Bahn nach Tayuan-fu, der Hauptstadt von Schansi, im Bau begriffene Bahn macht trotz der Geländeschwierigkeiten gute Fortschritte, dank dem energischen Vorgehen der den Bau leitenden französischen Ingenieure. Gegen Ende des Jahres 1904 ist ferner die kleine vom Peking-Syndikat in Bau genommene Bahn nach Tao-kau am Weiho, die von der Luhan-Bahn gekreuzt wird, vollendet. Hiermit sind die Anthrazitkohlenfelder an der Grenze von Schansi erreicht und erschlossen. Westwärts soll diese Bahn später bis Tse-tschau in Schansi verlängert werden.

Ueber die Aussichten der **elektrotechnischen Industrie in China** findet sich ein bemerkenswerter Bericht des Amerikaners Burill in den »Daily Consular and Trade Reports«. Danach gibt es, trotz mancher Schwierigkeiten, die zu überwinden sind, doch in den größeren Städten Chinas nennenswerte elektrische Anlagen. So ist die Tientsin Electric Light Company, deren Anlagen von einer deutschen Firma in Schanghai ausgeführt worden sind, ein gewinnbringendes Unternehmen. Schanghai selbst hat zweifellos die besteingerichtete elektrische Anlage Chinas. Jüngst ist dort auch die Konzession zum Bau eines elektrischen Straßenbahnnetzes erteilt worden. In Kanton besteht gleichfalls eine Elektrizitätsgesellschaft für Licht- und Kraftanlagen, ebenso in Hongkong, das daneben eine einträgliche elektrische Bahn hat. Peking ist mit elektrischer Beleuchtung versehen[2]); der im Jahr 1900 unterbrochene Bau der dortigen elektrischen Bahn ist noch nicht zu Ende geführt. Hankau steht im Begriff, eine elektrische Anlage für Beleuchtung und Kraftversorgung auszuführen. Wie der obengenannte Bericht mitteilt, steht die Arbeitskraft chinesischer Telegraphen- und Telephonarbeiter für etwa 1 *M* täglich zur Verfügung. Die Leute bedürfen ständiger Ueberwachung, liefern dann aber, sobald sie genügend unterwiesen sind, ziemlich gute Arbeit.

Weniger günstig als der genannte Berichterstatter, mit dem er sonst in vielen Punkten übereinstimmt, sieht der amerikanische Konsul Anderson in Amoy die Aussichten der elektrotechnischen Industrie in China an. Insbesondere weist er auf die Schwierigkeiten hin, welche die chinesische Regierung macht, und auf die Abneigung des Volkes gegen Konzessionserteilungen an Ausländer.

Auf dem mit 6 Decks versehenen Dampfer **»Amerika«** der Hamburg-Amerika-Linie[3]) ist auch das **Telephon** in ungewöhnlich ausgiebiger Weise zum Verkehrsdienst herangezogen. Es befinden sich auf diesem Dampfer vier verschiedene Telephonanlagen, deren erste lediglich den Bedürfnissen der Fahrgäste dient; sie verbindet ungefähr 100 Kabinen untereinander sowie mit den Räumen des Dienstpersonals und mit der Auskunftstelle. Die zweite Anlage, die nur vom Küchen- und Bedienungspersonal benutzt wird, stellt die Verbindung zwischen der Küche, den Vorraträumen usw. her. Für den Schiffdienst, welcher der dritten Anlage zufällt, sind besonders gute, laut sprechende Vorrichtungen vorgesehen. Die vierte Anlage endlich steht mit dem Unterwasser-Schallapparat in Verbindung und dient zur Uebertragung von im Wasser entstehenden Geräuschen.

[1]) Meinungsäußerungen und weiteres Material, das zur Begründung dieser Denkschrift dienen könnte, sind uns willkommen und werden von uns an die Vereinigung deutscher Patentanwälte weitergegeben werden. Die Red.

[2]) s. Z. 1901 S. 1172. [3]) s. Z. 1905 S. 1695.

Von den in Z. 1905 S. 1057 erwähnten **Motorwagenlinien der bayerischen Verkehrsverwaltung** befinden sich seit Mitte d. J. bereits drei im Betriebe. Ueber ihre **Ergebnisse** bis Ende Oktober d. J. veröffentlicht die Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen[1]) die nachstehenden Zahlen:

Linie	Personenzahl					Motorwagenbetrieb	
	Motorwagen		Pferdeomnibusse				
		Monatsdurchschnitt			Monatsdurchschnitt	Einnahmen *M*	Ausgaben *M*
Bad Tölz-Lenggries	1. Juni bis 31. Okt. 25 839	5168	1. Jan. bis 31. Dez.	7 178	598	16 830	19 615
Bad Tölz-Bichel	1. Aug. bis 31. Okt. 8 190	2730	1. Jan. bis 31. Dez.	3 321	277		
Sonnthofen-Hindelang	1. Aug bis 31. Okt. 17 781	5927	1. Jan. bis 31. Dez.	10 609	884	7 110	5 223

Danach läßt sich auf allen drei Linien eine bedeutende Verkehrsvermehrung feststellen, die, wenn man die Monatsdurchschnitte in Vergleich zieht, das 7- bis 10fache des früheren Verkehrs erreicht. Erfreulicherweise hat der dreimonatige Betrieb Sonnthofen-Hindelang einen Ueberschuß von 1887 *M* ergeben, während die beiden von Bad Tölz ausgehenden Linien, die auf Rechnung der Postverwaltung unterhalten werden, einen Fehlbetrag von 2785 *M* zeigen, was auf verspätete Lieferung der Wagen und auf die Mehrauslagen des Anfangsbetriebes zurückgeführt wird. Man hofft, daß insbesondere mit der Entwicklung des vorläufig nur geringen Güterverkehrs und der Einführung eines Dauerverkehrs auch auf diesen Linien ein Reinerträgnis erzielt werden wird.

Das »Journal de l'Electrolyse« macht einige Angaben über die **Anlagekosten elektrischer Kraftwerke**, berechnet auf 1 PS. In La Praz, wo 13000 PS gewonnen werden, betragen diese Kosten 170 *M*, in St.-Michel-en-Maurienne mit 4000 PS 176 *M*, in Hauterive in der Schweiz mit 5000 PS und mit einem Zuführkanal von 9,4 km Länge 480 *M*, zu Mansloe in Schweden bei 5000 PS 608 *M*, zu Rheinfelden mit 17000 PS 188 *M*, am Loch Ericht in Schottland mit 38000 PS 640 *M* für je 1 PS.

Der Turbinendampfer **»Carmania«** ist nach seiner **ersten transatlantischen Reise** wohlbehalten in New York angekommen. Die Ueberfahrt[1]) wurde in 7 Tagen, 9 Stunden und 31 Minuten gemacht. Während dreier Tage herrschte heftiger Sturm. Das höchste Etmal war 457 Knoten, das niedrigste 205 Knoten.

Die Direktion der österreichischen Staatsbahnen in Innsbruck hat den Antrag gestellt, eine Wasserkraftanlage am Inn in der Nähe der Station Landeck zu errichten, durch welche eine Wassermenge von 13,8 cbm zur Erzeugung elektrischer Kraft verwertet werden soll. Das nutzbare Gefälle beträgt 70 m, die Länge des geplanten Zuleitstollens 5,7 km. Der gewonnene elektrische Strom soll zum **Betriebe der Arlbergbahn** verwendet werden.

In den preußischen Bergwerksbetrieben haben im Jahr 1904 **an elektrischen Anlagen** insgesamt **14 Unfälle** stattgefunden, von denen 5 tödlich verlaufen sind; in 6 Fällen erlitten die Verunglückten Brandwunden an den Händen, deren Heilung mehrtägige Behandlung erforderte, in 3 Fällen waren besondere Folgen nicht vorhanden. Bei der größeren Mehrzahl der Unfälle, besonders derer mit tödlichem Ausgange, lag offenkundige Unvorsichtigkeit vor, in einem zum Glück ohne schädliche Folgen gebliebenen Falle Leichtsinn und vorsätzlicher Mutwille. Nur in zwei Fällen hat sich eine nicht völlig ausreichende Isolierung nachweisen lassen, zu der jedoch eine Unvorsichtigkeit des Arbeiters hinzukam, um in dem einen dieser Fälle einen tödlichen Ausgang herbeizuführen. (Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1905 Heft 3)

[1]) vom 13. Dezember 1905.

[1]) Es ist jedenfalls die Strecke von Queenstown nach Sandy Hook gemeint.

Am Sonnabend den 2. Dezember fand in Düsseldorf eine **Versammlung deutscher Giessereifachleute** statt, zu der die Mitglieder des Vereines deutscher Eisenhüttenleute und des Vereines deutscher Eisengießereien eingeladen waren.

Nach einigen geschäftlichen Mitteilungen sprach Direktor Hans van Gendt, Magdeburg-Buckau, über die Bedeutung der Kleinbessemerei für die Eisenhüttenindustrie und den Maschinenbau.

In England, Frankreich und Belgien stand die Kleinbessemerei bereits in hoher Blüte, als man sich in Deutschland noch abweisend verhielt, da das Bedürfnis noch nicht vorlag. Die meisten Stahlgießereien waren an bestehende Betriebe mit großer Stahlerzeugung angegliedert und entnahmen ihren Bedarf dem großen Stahlbetrieb zu so billigem Preise, daß die Kleinbessemerei nicht damit wetteifern konnte. Der hohe Preis des Stahlgusses beschränkte seine Anwendung auf große und mittlere Stücke; kleinere wurden in Temperguß hergestellt, für Qualitätswaren zog man Tiegelstahl vor. Diese Verhältnisse haben sich verschoben, der Bedarf an Stahlguß ist gewachsen und wächst noch. Kleinere Gegenstände werden ebenfalls mehr in Stahlguß hergestellt, und dementsprechend ist eine Reihe reiner Stahlgießereien entstanden. Außer den Erzeugern haben aber trotz der gesunkenen Preise auch die Verbraucher die Frage erörtert, ob es wirtschaftlich sei, eine Kleinbessemerei einzurichten, und hierbei fällt mit ins Gewicht, daß die Stahlgießereien kurze Lieferfristen nicht innehalten, so daß man von ihnen unabhängig werden will.

Bei der Anlage einer Kleinbessemerei ist es zweckmäßig, einen sachverständigen Berater zuzuziehen, da der Betrieb mancherlei Schwierigkeiten mit sich bringt und auch von der Großbessemerei abweicht. Birnenform und Luftzuführung sind bei den verschiedenen Bauarten auf verschiedene Weise mit gleich gutem Erfolg ausgebildet. Das Gebläse ist nach neueren Untersuchungen vielfach zu groß gemacht worden; bei Einsätzen von 1000 bis 1200 kg wird meist ein Motor von 80 bis 100 PS für das Gebläse gewählt, während nur 35 bis 40 PS erforderlich sind. Der Vortragende empfiehlt jedoch, den Motor nicht zu knapp zu bemessen. Nur gute und vor allem gleichmäßige Einsätze gewährleisten gutes und gleichmäßiges Arbeiten, und kleine Schwankungen in der Zusammensetzung des Roheisens, die beim Großbessemerbetrieb anstandlos überwunden werden, haben eine einschneidende Wirkung beim Kleinbessemern, um so mehr, als hier durchweg Qualitätsware hergestellt wird. Aus dem eigenen Betriebe, der den Schrott nicht in der Kleinbessemerei verwendet, teilt der Vortragende mit, daß dies durch sorgfältige Auswahl zweier Hämatit-Roheisen mit möglichst gleichmäßigem Siliciumgehalt, das eine siliciumreich, das andre siliciumarm, erreicht werde, die dann im jeweils gewünschten Verhältnis gattiert werden.

Die Angaben über den Abbrand schwanken sehr; die Form der Birne spricht mit, insofern sie das Ausspucken verringert und ein sauberes Entleeren in die Pfanne gewährleistet. Bei einem Betrieb ohne Schrotteinsatz im Kuppelofen beträgt der Abbrand 14 bis 15 vH, unter der Voraussetzung, daß das in den Schlacken und im Auswurf enthaltene Eisen nicht gleich wiedergewonnen und verwertet wird; hierdurch lassen sich etwa 1 bis 1,5 vH ersparen. Es ist jedoch anzunehmen, daß sich dieser Abbrand durch vorsichtigen Betrieb noch verringern lassen wird. Das Gewicht eines Einsatzes schwankt zwischen 500 und 2000 kg und ist abhängig von den Verhältnissen des einzelnen Betriebes und den herzustellenden Gegenständen.

Der in der Kleinbessemerei hergestellte Stahl wird stets teurer als der im Martinofen erzeugte; das liegt schon in dem höheren Preise des zum Einsatz verwendeten Hämatit-Roheisens begründet; auch die Betriebskosten an Löhnen, feuerfestem Material und Brennstoff sind für den Kleinbessemerbetrieb ungünstiger, so daß sich die Endzahlen für den flüssigen Stahl ungefähr wie 3 : 4 verhalten. Voraussetzung hierfür ist in beiden Fällen flotter Betrieb. Dieses Verhältnis bedeutet keine Zurücksetzung für die Kleinbessemerei, denn bei ihr handelt es sich meist um hochwertigen Stahl und um Stücke geringeren Gewichtes, so daß der Durchschnittswert für die Fertigerzeugnisse höher ist. Flotter, regelmäßiger Betrieb ist bei der Kleinbessemerei allerdings bislang äußerst selten, so daß sich das angegebene Verhältnis in den meisten Fällen noch wesentlich verschieben dürfte, und daher muß bei Anlage einer Kleinbessemerei die Wirtschaftlichkeit sehr sorgfältig erwogen und berechnet werden.

Die Vorteile der Kleinbessemerei gegenüber dem Martin-Betrieb liegen zunächst in den niedrigeren Anlagekosten, wenn, wie meistens, zunächst nur ein Kuppelofen und eine Birne aufgestellt werden. Die Kleinbessemerbirne paßt sich in bezug auf Herstellungsdauer und Leistung den Anforderungen des Betriebes an; beim Stillstand verursacht sie außer Ausbesserung und Instandhaltung keinerlei Kosten an Löhnen und Brennstoff. Mißlingt ein Einsatz, so ist der Verlust verhältnismäßig gering. Qualitäten verschiedener Art lassen sich in rascher Aufeinanderfolge herstellen. Bei besondern Anforderungen ist es wertvoll, daß der Einsatz nicht zu groß ist, während es bei größerem Einsatz oft schwer hält, den gesamten Stahl zweckentsprechend unterzubringen. Die höhere Temperatur des Stahles gestattet in erhöhtem Maße, sperrige und dünnwandige Stücke zu gießen. Endlich werden neuerdings auch Massenartikel, die früher in Temperstahlguß hergestellt wurden, aus der Kleinbirne gegossen.

Häufig wird eine Kleinbessemerei an eine Eisengießerei angegliedert, wovon aber der Vortragende sehr abrät. Selbst wenn bei einem Gießereineubau die Anlage einer Kleinbessemerei von vornherein berücksichtigt ist, wird es sehr schwierig sein, die beiden Betriebe so zu führen, daß sie einander nicht ungünstig beeinflussen. Form- und Gießmaterial, Löhne, Behandlung der Formen, Formkasten usw. sind so verschiedenartig, daß bei der Zusammenlegung ein Teil des Erfolges wieder verloren geht.

Für die Wirtschaftlichkeit des Betriebes und für die Selbstkosten ist die Zahl der täglichen Einsätze maßgebend; denn zu den eigentlichen Arbeitskosten kommen diejenigen vor und nach dem Blasen; auch wird die Haltbarkeit der Birne durch die Zahl der Einsätze oder vielmehr durch die Häufigkeit des Abkühlens beeinflußt. Für eine Birne von 1000 kg Fassung gibt der Vortragende nach seinen Erfahrungen als äußerste Grenze 10 tägliche Einsätze an. Je höher die Zahl der Einsätze, umso billiger wird der Betrieb, da sich die Generalunkosten auf eine größere Menge verteilen.

Maßgebend bei der Frage, ob eine Kleinbessemerei zweckmäßig sei, ist also der Wert der Erzeugnisse, und in den meisten Fällen, insbesondere bei Maschinenfabriken und Werften, die an die Einrichtung einer Kleinbessemerei denken, ist der Wert der Erzeugnisse nicht sehr hoch, woran sich dank der verständigen Preispolitik des Stahlformgußverbandes auch nicht viel ändern dürfte. In zweiter Linie ist die Höhe des Bedarfes von Bedeutung, und diese reicht in den wenigsten Fällen aus. Kommt allerdings der Selbstkostenpreis nicht in erster Linie in Betracht, sondern wird die Selbstanfertigung hauptsächlich deswegen gewünscht, um in eiligen Fällen und bei Ausbesserungen unabhängig von den Stahlwerken zu sein, so gibt diese Erwägung den Ausschlag; aber die Unabhängigkeit ist teuer, denn die Selbstkosten stellen sich auf 95 bis 100 *M*/t.

Die Kleinbessemerei ermöglicht, bei der Konstruktion die Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften des Stahlgusses besser auszunutzen, als dies bisher aus gießtechnischen Gründen der Fall war; bei der Sperrigkeit und Dünnwandigkeit moderner Konstruktionen, die an Aussparungen soviel leisten, ist diese Eigenschaft besonders wertvoll für den Maschinenbau und den Schiffbau.

Anders liegt der Fall, wenn eine mit Siemens-Martin-Oefen ausgerüstete Stahlgießerei durch eine Kleinbessemerei vervollständigt werden soll. Hier eröffnet sich die Möglichkeit, eine Reihe von Gegenständen herzustellen, die aus größeren Oefen nur unwirtschaftlich gegossen werden können; der Guß dünnwandiger und sperriger Körper wird möglich. Für besondere Anforderungen lassen sich kleinere Mengen Qualitätstahl herstellen. In 20 Minuten kann neuer Stahl zum Nachgießen beschafft werden, und der Betrieb wird durch das neue Hülfsmittel bequemer. Der Hauptvorteil der Vereinigung ist indes ein doppelter. Erstens kommt die Kleinbessemerei als Betriebsvergrößerung in Betracht, wenn die Herdofenanlage bis an die Grenze ihrer Leistungsfähigkeit ausgenutzt ist, die Erzeugung aber voraussichtlich nicht so wachsen wird, daß sich ein weiterer Herdofen lohnen würde. In diesem Falle gibt die Kleinbessemerbirne die Möglichkeit, entsprechend dem anwachsenden Bedürfnis die Erzeugung zu vergrößern, und zwar in weiten Grenzen, da bis zu 20 bis 25 Einsätzen in der einfachen Schicht erblasen werden können. Sodann aber wird der erhöhte Selbstkostenpreis der Kleinbessemerei zu einem großen Teil durch die Wechselwirkung zwischen beiden Betrieben ausgeglichen. Durch die Verwertung aller verlorenen Köpfe und Abfälle im Herdofen werden die Selbstkosten des Herdofenstahles herabgedrückt, und anderseits gestaltet sich der Kleinbessemerbetrieb durch die ausschließliche Verwendung von Roheisen gleichmäßiger und wirtschaftlicher. Mit zunehmender Erzeugung in der Kleinbessemerbirne und unveränderter voller Ausnutzung der Herdofenanlage steigern sich die Vorteile der Wechselwirkung, bis sie bei einer gewissen Erzeugung der Kleinbessemerei eine Grenze erreichen. Diese fällt aber zusammen mit einer Erzeugung, für die, wenn ständig vorhanden, die Errichtung eines weiteren Herdofens

wirtschaftlich sein würde, wenn nicht die übrigen Vorteile der Kleinbessemerei diese vorziehen lassen.

In der Besprechung des Vortrages wurde auf den Vorteil hingewiesen, den die Kleinbessemerei für die Herstellung von Qualitätstahl biete, indem der hier erblasene Stahl mit Gußeisen aus dem Kuppelofen gemischt werden könne. Hr. Vogel machte darauf aufmerksam, daß in dem aus den geneigten Düsen auf die Oberfläche des Bades gerichteten Luftstrom der Stickstoff nicht auf das Eisen einwirken könne. Hr. Unckenbold wies auf die großen Erfolge der Kleinbessemerei in Belgien hin, wo sich zahlreiche Kleinbessemereien mit mehreren Birnen in ständigem Betriebe befinden und noch neue Werke angelegt werden, ohne daß man sie mit Herdöfen ausstattet. Er hielt die gewöhnlich verwendete Windmenge für viel zu hoch und suchte den Grund in der Düsenstellung der verschiedenen Bauarten, deren verschiedene Wirksamkeit sich in dem Gehalt an überschüssigem Sauerstoff in der entweichenden Luft dartue.

Den zweiten Vortrag hielt Prof. B. Osann, Klausthal: Betrachtungen über den amerikanischen Gießereibetrieb unter Zugrundelegung persönlicher Eindrücke. Von den vom Vortragenden hervorgehobenen und durch zahlreiche Lichtbilder erläuterten Einrichtungen seien erwähnt:

in Eisengießereien: Wandlaufkrane[1]), die an Stelle von Drehkranen oder kleinen Hülfslaufkranen unterhalb der großen schweren Laufkrane kleine Lasten heben; bleibende gekühlte Formen für Sandhaken; magnetische Eisenscheider; Schrägaufzug für Kuppelöfen[2]); Flammofen mit geradem Gewölbe und einfacher Beschickung mittels Laufkranes zum Schmelzen von Walzenbruch; Gießkarussell[3]) und Kühlgruben für den Guß von Eisenbahnwagenrädern;

in Stahlformgießereien: Martin-Ofen mit Heizung durch Naturgas; Formenherstellung; Trockenkammertür und -wagen; Formkastenanordnung und Verteilung der Trichter und Angüsse.

In Gießereien für schmiedbaren Guß ist im Gegensatz zum deutschen Betrieb bemerkenswert, daß der Flammofen, meist als Regenerativofen gebaut, als Schmelzvorrichtung vorherrscht; beim Umschmelzen findet nur eine schwache Entkohlung statt. Das Tempern geht weniger auf eine Verminderung des Kohlenstoffes aus, als auf eine Glühwirkung, durch die in dem weißen Gußeisen Temperkohle und dadurch die Eigenschaft der Schmiedbarkeit hervorgerufen wird. Die Temperöfen werden vielfach mit Naturgas geheizt und von oben her beschickt.

[1]) Z. 1904 S. 855. [2]) Z. 1904 S. 935.
[3]) Z. 1904 S. 604.

Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 163202. Steuerung für Dampf- und Gasturbinen. A. Kienast, Leipzig. Ein begrenzter Raumteil des Kraftmittels wird von a, b her zuerst in einen besondern Raum d eingelassen und gelangt von dort, sich ausdehnend, absatzweise durch die Turbine o in den Auspuff f. Zu diesem Zwecke sind die Oeffnungen c und e des Drehschiebers m so gegeneinander versetzt, daß zuerst c geöffnet und wieder geschlossen, dann e geöffnet und geschlossen wird. Die Zahl der Kraftmittelzuführungen wird durch Drehung von m geregelt, die (mittels Rades q) entweder von der Turbine selbst oder von einer Hülfsmaschine besorgt und von einem Regler oder von Hand nach Bedarf beeinflußt wird. Ist bei gleichem Drehsinn von o und m die unveränderliche Geschwindigkeit von m größer als die von o, so wird bei abnehmender Geschwindigkeit von o die Zahl der Füllungen und somit die Leistung vergrößert, es tritt also unmittelbare Selbstregelung ein.

Kl. 14. Nr. 163203. Kolbenschieber. P. Dietz, Leipzig. Der hin- und herbewegte Kolbenschieber k ist an der abschließenden Kante c mit Lappen a versehen, die bei Verdrehung des Schiebers innerhalb des Winkels α die Durchlaßbreite der Dampfkanäle b verkleinern oder vergrößern, so daß die Maschine vom Regler oder von Hand mittels Dampfdrosselung geregelt werden kann.

Kl. 14. Nr. 163831. Steuerung für Kapselwerk-Kraftmaschinen. R. Mederer, Wiesbaden. Auf dem ruhenden Teile bc dreht sich ein Ring d mit dem Flügelkolben f, und dieser dreht auf c einen Zylinder g im Gehäuse h, so daß zwischen d und g ein Hochdruckraum und zwischen g und h ein Niederdruckraum entsteht. Der von lk kommende Dampf wird durch die Oeffnung t des Drehschiebers m in die strahligen Kanäle i in b geleitet, gelangt durch q in d in den Hochdruckraum, bei Weiterdrehung durch die Nut f_1 in f in den Niederdruckraum und durch den Auspuff vw ins Freie. Bei zu schnellem Gange verstellt der bei r angetriebene Regler mittels Zahnstangengetriebes po den Drehschieber, um einige der Kanäle i zu verdecken und die Füllung zu verkleinern. Zur Umsteuerung der Maschine ist in b eine zweite, in der Achsenrichtung versetzte Kanalreihe i_1 angebracht, die durch eine zweite Oeffnung t_1 in m bedient wird, wobei ein Kanal q_1 in d und ein Auspuff v_1w_1 in h zur Wirkung kommen.

Kl. 35. Nr. 163406. Stummes Gesperre für Sperradbremsen. Maschinenfabrik Rhein und Lahn, Gauhe, Gockel & Co., Oberlahnstein. Die Sperrklinke ag ist nicht in dem festen Mitnehmerarm d der Hebezeugwelle w, sondern bei e in einem mit w gleichachsigen, auf der Nabe des Sperrades c mit Reibung drehbaren Arme f gelagert. Dreht sich wd in der Richtung »Heben«, so wird ga durch einen Einschnitt in d aus dem festgebremsten Rade c ausgehoben und dann samt f mitgenommen. Bei Drehung in der Richtung »Senken« bleibt f mit dem Drehpunkt e zunächst stehen, bis a die schräge Flanke eines Sperrzahnes berührt und dann den folgenden Zahn in vollen Arbeitsflächen ergreift, so daß mangelhafter (teilweiser) Eingriff ausgeschlossen ist.

Kl. 35. Nr. 163471. Schwimmkran. Benrather Maschinenfabrik A.-G., Benrath bei Düsseldorf. Von der auf dem Prahm a angeordneten Kransäule b aus erstreckt sich der Ausleger c schräg nach oben, so daß er schon bei mäßiger Höhe von b die Aufbauten auf dem zu bedienenden Schiffe überragt. c ist gleichzeitig mit einer Fahrbahn f für eine Laufkatze d versehen, so daß Lasten bei h auf a abgesetzt oder aufgenommen werden können.

Kl. 35. Nr. 163402. Paternosteraufzug. Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, A.-G., Abt. Unruh & Liebig, Leipzig-Plagwitz. Die Fahrzellen f hängen mit Armkreuzen a auf je einem Ausgleichhebel b, der aber seinerseits nicht unmittelbar, sondern mittels senkrechter, in Führungen h, h_1 verschiebbarer Gleitstücke g in den endlosen Ketten d hängt. Diese Gleitstücke nehmen die bei der Bewegungsumkehr durch Schwankungen von f entstehenden Seitenkräfte auf, so daß b nur das Gewicht der Fahrzelle und der Förderlast zu tragen hat.

Kl. 35. Nr. 163407. Elastische Sicherheitskupplung. E. Stölzel, Oelsnitz (Erzgeb.). Die für elektrisch betriebene Förderhaspel bestimmte Kupplung verhindert die Ueberlastung, indem der treibende Teil *f* auf den getriebenen *h* durch Nasen *g* wirkt, die mit Nasen *e* der bei *k* auf balligen Bolzen gelagerten Hebel *d* (Nebenfigur) in Eingriff stehen und bei zu großem Widerstand unter Zusammendrückung der Federn *a* oder *b* für Rechts- oder Linksdrehung über *e* hinweggleiten, bis *h* genügend entlastet ist.

Kl. 46. Nr. 163805. Abreißzündvorrichtung. E. Capitaine, Frankfurt a/M. Der Fliehkraftregler *h* auf der in gleichem Sinne wie die Kurbelwelle umlaufenden Zwischenwelle *f* verschiebt eine Stange *k*, die durch Steilgewinde *n* und Stifte *o* gleichzeitig ein Rad *p* dreht. Durch die Verschiebung wird mittels Winkelhebels *l* eine mit der hohlen Steuerwelle *c* umlaufende Stange *m* verschoben und durch deren Querstift *y* ein um *x* in *c* drehbarer Anschlag *u* so verstellt, daß er bei steigender Geschwindigkeit durch Drehung von t_1 *t* den Abreißkontakt *sr* früher öffnet. Durch die Verdrehung von *p* wird mittels Rades *q* der Anker der magnetelektrischen Zündvorrichtung *z* so verstellt, daß die größte Spannung beim Oeffnen des Kontaktes *sr* eintritt.

Kl. 46. Nr. 163843. Kraftgemischerzeugung. C. Semmler, Dortmund. Luft und Brennstoff werden unter Druck der Düse *s* zugeführt und beim Ausströmen verbrannt; die heißen Gase verdampfen mittels Heizrohres *r* das Wasser des Kessels *u*, überhitzen den Dampf, werden nach Verlassen des Kessels mit dem Dampfe gemischt und treiben eine Kraftmaschine (Kolbenmaschine oder Turbine), so daß Niederschläge aus den Brenngasen das Kesselwasser nicht schädlich beeinflussen können.

Kl. 46. Nr. 163973. Ventilanordnung für Gasmaschinen. Fried. Krupp A.-G., Essen a/Ruhr. Die Gehäuse *c* der Ein- und Auslaßventile *d*, *e* sind einwandig und stehen völlig frei in dem mit Wasser gefüllten Zylindermantel *b*, so daß sie ringsum unmittelbar vom Kühlwasser umspült werden. Ein Ende der Ventilgehäuse *c* ist mit einem geflanschten Rohrstutzen c_1 auf einem entsprechenden Stutzen a_1 des Zylinders *a* befestigt, das andre Ende ruht unbefestigt mit einer Rippe c_2 auf einer Rippe a_2 an *a*, so daß sich die Gehäuse frei ausdehnen können.

Kl. 47. Nr. 163232. Mitnehmerkupplung. L. Stuckenholz, Wetter a/Ruhr. Wenn der eine Kupplungsteil *t* (Lasttrommel) festgehalten wird, soll der andre Teil *w* (Steuertrommel) auslaufend noch eine bestimmte Drehung, die ein Teil oder ein Mehrfaches eines Kreises sein kann, machen können, bevor er auch festgehalten wird, oder der Teil *w* soll anlaufend eine bestimmte Drehung ausführen, bevor er *t* mitnimmt. Zu diesem Zwecke werden zwischen *t* und *w* Scheiben *u*, *v*, Fig. 1, eingeschaltet und Anschläge t_1, u_1, v_1, w_1 so angeordnet, daß, wenn *w* sich in der Pfeilrichtung weiterdreht, die Kante *ab* auf *cd* trifft und *v* mitnimmt, dann die Kante *ef* auf *gh*, endlich *ik* auf *lm* trifft. Oder es werden, Fig. 2, in Kreis- oder Schneckennuten *n*, *p* verschiebbare Anschläge *q* und ein beliebig feststellbarer Anschlag *r* angeordnet, die nach einer bestimmten Drehung aufeinander treffen.

Fig. 1. Fig. 2.

Kl. 46. Nr. 163218. Einlaßventilsteuerung. E. Papenbruch, Berlin. Der Druck der Feder *d*, die das Einlaßventil *a* auf seinen Sitz drückt, wird vor dem Zeitpunkte, wo *a* sich öffnen soll, aufgehoben, so daß das Ventil nur durch den Ueberdruck der Auspuffgase geschlossen gehalten wird und sich nach dem Druckausgleich sofort selbsttätig öffnet; am Ende des Saughubes wird der Federdruck wieder hergestellt. Dies kann geschehen durch ein besonderes Getriebe oder durch den Steuerdaumen *x* des Auspuffventiles mittels Schiebers *c*, der gegen den Splint a_2 der Ventilspindel a_1 einen toten Gang a_3 hat. Dieser tote Gang wird so bemessen, daß *c* das Ventil zwangläufig öffnet, falls es sich nicht rechtzeitig selbsttätig öffnen sollte. Bei Ventilen *a*, die sich nach oben öffnen, wird das Gewicht durch eine Feder *h* ausgeglichen. Die Patentschrift zeigt noch eine Anwendung bei vierzylindrigen Maschinen.

Kl. 46. Nr. 163698. Vergaser. A. Wolfmüller, Landsberg a/Lech. Der flüssige Brennstoff wird von *e* her in den Windkessel *d* gedrückt und gelangt in den Luftstrom cc_1 durch das Ventil *a*, sobald das an der Feder *f* aufgehängte und vom Daumen *h* der Steuerwelle *i* nach rechts gedrückte Gewicht *g* von *h* abschnappt und auf die Mutter *k* schlägt. Die Oeffnungsdauer und Oeffnungsweite des Ventiles ist also von der Geschwindigkeit der Maschine so lange unabhängig, bis bei zu schnellem Gange das Gewicht *g* von *h* schon wieder aufgefangen wird, bevor es *a* ganz geöffnet hat.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** welche der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **neunundzwanzigste** Heft erschienen; es enthält:

C. Bach: Druckversuche mit Eisenbetonkörpern.
C. Bach: Die Aenderung der Zähigkeit von Kesselblechen mit Zunahme der Festigkeit.
C. Bach: Zur Kenntnis der Streckgrenze.
C. Bach: Zur Abhängigkeit der Bruchdehnung von der Meßlänge.
C. Bach: Versuche über die Verschiedenheit der Elastizität von Fox- und Morison-Wellrohren.

Der Preis jedes Heftes im Buchhandel ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, sind an die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, zu richten.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W., Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure kostet für Mitglieder im Postinland 2 *M*, im Postausland 2,50 *M*, für Nichtmitglieder 6 *M*, und ist von der Geschäftstelle, Berlin N.W. 7, Charlottenstr. 43, sowie durch Julius Springer, Berlin N. 24, Monbijouplatz 3, zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.